



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONCEPČNÍ NÁVRH KOMPLETNÍ HYDRAULIKY
SKLÁPĚCÍ KORBY**

CONCEPTUAL DESIGN OF THE COMPLETE HYDRAULIC TIPPING SYSTEM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Daniel Vávra

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Fojtášek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Daniel Vávra**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jan Fojtášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Koncepční návrh kompletní hydrauliky sklápěcí korby

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hydraulické systémy pro sklápění korby musí splňovat nároky na bezpečnost provozu, spolehlivost a samozřejmě komfortní obsluhu včetně rychlosti sklápění. U moderních sklápěčů je využíváno několik typů uspořádání, ovládání ze strany obsluhy a zajištění zadního čela. Různá řešení nabízí výhody i nevýhody vzhledem k danému typu vozidla a jeho plánovanému nasazení. Stále řešeným problémem je univerzální sklápěcí systém vhodný pro přepravu všech druhů materiálů, schopný pracovat i v náročných podmínkách.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce se bude zabývat koncepčním návrhem kompletního hydraulického systému sklápění pro nákladní terénní automobil s podvozkem 8x8. Práce bude obsahovat:

- Rešeršní část – popis používaných typů sklápění.
- Popis jednotlivých komponent včetně ovládacích prvků a zajištění zadního čela.
- Vyhodnocení hlavních výhod a nevýhod jednotlivých typů sklápění.
- Koncepční návrh sklápěcího obvodu pro jednostranný sklápěč na podvozku 8x8.

Seznam doporučené literatury:

NUNNEY, M. J. Light and Heavy Vehicle Technology. London: Routledge, 2007. 671 s. ISBN 0750680377.

DELL, T. W. Hydraulic Systems for Mobile Equipment. Tinley Park: The Goodheart-Willcox Company, 2017. 678 s. ISBN 1631264141.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Hlavním tématem této práce je objasnění základních typů sklápěcích koreb těžkých nákladních vozidel a zjednodušený návrh hydrauliky sklápěcí korby. V první části jsou zmíněny nejběžnější typy sklápěcích koreb a hydraulického systému. Dále jsou objasněny principy a parametry používaných hydraulických komponent. V rámci návrhu hydrauliky sklápěcí korby jednostranného sklápěče jsou popsány základní vztahy pro odvození kinematiky pohybu, návrhu hydraulického válce a všech ostatních komponentů. V závěru práce je popsána analýza teplot při procesu sklápění korby a návod k obsluze a údržbě.

KLÍČOVÁ SLOVA

sklápění korby, sklápěč, jednostranný sklápěč, sklápěcí vozidla, hydraulika sklápěcí korby.

ABSTRACT

The main topic of this work is to clarify the basic types of tipping bodies of heavy trucks and a simplified design of the tipping hydraulics. The first part mentions the most common types of tipping bodies and hydraulic systems. Furthermore, the principles and parameters of the used hydraulic components are clarified. Within the design of the hydraulics of the tipping body of a one-sided tipper, the basic relations for the derivation of the kinematics of movement, the design of the hydraulic cylinder and all other components are described. At the end of the work is described the analysis of temperatures during the process of tilting the body and instructions for operation and maintenance.

KEYWORDS

body tipping, tipper, one-way tipper, tipper vehicles, tipper hydraulics.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÁVRA, Daniel. *Koncepční návrh kompletní hydrauliky sklápěcí korby*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 70 s. Vedoucí diplomové práce Jan Fojtášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Jana Fojtáška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Daniel Vávra

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Janu Fojtáškoví, Ph.D. za motivaci, ochotu a podporu při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat všem kolegům z firmy Tatra Trucks a.s., za předání cenných informací a za podporu. Tvorba práce by se neobešla bez podpory a motivace rodiny a blízkých, za což jim patří největší dík.

OBSAH

Úvod	10
1 Těžké nákladní vozidla se sklopnou korbou.....	11
1.1 Jednostranný sklápěč	11
1.2 Třístranný sklápěč	15
1.3 Sklápěcí návěsové tahače.....	16
2 Hydraulické komponenty okruhu sklápění korby	18
2.1 Hydraulická čerpadla	18
2.1.1 Zubová čerpadla	19
2.1.2 Pístová čerpadla.....	20
2.2 Rozvaděče (Sklápěcí ventily)	22
2.2.1 Základní rozdělení sklápěcích ventilů.....	22
2.3 Hydraulické nádrže	25
2.4 Hydraulické ventily.....	26
2.4.1 Přepínací ventily.....	26
2.4.2 Koncové ventily (vypínací ventily).....	27
3 Odvození kinematiky pohybu sklápění korby	29
3.1 Rozměry a okrajové podmínky	29
3.2 Odvození polohy celkového těžiště korby s nákladem.....	32
3.3 Odvození polohy v závislosti na úhlu sklopení	32
4 Návrh hydraulického válce	36
4.1 Uvolnění korby	36
4.2 Uvolnění válce sklápění :.....	38
4.3 Návrh hydraulického válce	39
4.4 Optimalizace válce sklápění	42
5 Návrh hydraulického okruhu sklápění korby	46
5.1 Návrh olejového čerpadla	46
5.2 Návrh hydraulického rozvaděče	49
5.3 Návrh olejové nádrže s příslušenstvím	50
5.4 Návrh tlakového potrubí	51
5.5 Návrh zpětného potrubí	51
5.6 Návrh sacího potrubí.....	52
5.7 Návrh použitého typu oleje.....	52
6 Tlakové ztráty v okruhu.....	53
6.1 Tlakové ztráty v sací větvi	53
6.2 Tlakové ztráty v tlakové větvi	53

6.3	Tlakové ztráty ve zpětné větvi	54
6.4	Tlakové ztráty v rozvaděči.....	55
6.5	Tlakové ztráty při procesu sklápění korby	56
6.6	Tlakové ztráty při procesu spouštění korby	56
7	Analýza zahřívání oleje	57
8	Výrobní dokumentace.....	59
9	Analýza zahřívání oleje Chyba! Záložka není definována.	
	Závěr	62
	Seznam použitých zkratk a symbolů	66
	Seznam příloh	70

ÚVOD

Těžká nákladní vozidla disponují širokým využitím v různých odvětvích, a to díky svým univerzálním nástavbám. Tato práce je zaměřena na sklápěcí vozidla, přesněji na mechanismy sklápěcí korby. V první části jsou popsány základní typy provedení sklápěčů a návěsových tahačů, hydraulické komponenty používané ve sklápěcích mechanismech a různá provedení ovládání hydraulického zadního čela a hydraulických bočnic korby. Samotný návrh hydrauliky sklápění korby je podmíněn požadavky provozu vozidla, sortimentem výrobců hydraulických komponentů, okolní teplotou a spoustou dalších vlivů. V rámci návrhu sklápěcího mechanismu jsou stanoveny rozměry korby, maximální dovolené hmotnosti vozidla a definovány okrajové podmínky provozních teplot, dovolených úhlů sklopení korby a další parametry, podle nichž je vytvořena kinematika pohybu korby, pro definování vektorů zátěžných sil apod.

1 TĚŽKÁ NÁKLADNÍ VOZIDLA SE SKLOPNOU KORBOU

Vozidla se sklopnou korbou patří k základním typům vozidel s nástavbou. Tato vozidla slouží k přepravě různých materiálů jako je například obilí, štěrk, žulové kameny, písek hlína a mnoha dalších, díky čemuž jsou používány v široké škále oborů jako zemědělství, stavebnictví, těžarství a další.

Základem těchto vozidel je korba a hydraulický zvedací válec. Při vysouvání hydraulického válce dochází ke sklápění korby a tím i k vyklopení nákladu.

1.1 JEDNOSTRANNÝ SKLÁPĚČ

Tento sklápěč má pouze jeden směr vyklopení nákladu, a to dozadu (obrázek 1).

Jedná se o nejjednodušší typ sklápěče, jelikož neobsahuje zámky korby pro sklápění do stran, dorazová lana apod. Další výhodou je, že u těchto sklápěčů je možno hydraulický válec montovat na přední čelo korby, kde je sice potřeba většího výsuvu válce, ale zato mnohem menší sklápěcí síly. Prvky uložení válce jsou méně namáhané a je možno použít i nůžkový stabilizátor (obrázek 2), který zvyšuje torzní tuhost, a tím i stabilitu korby při procesu sklápění. Tento stabilizátor může také sloužit jako doraz v případě hrozícího překlopení korby a poškození vozidla. [8]



Obrázek 1 Jednostranný sklápěč [7]



Obrázek 2 Nůžkový stabilizátor [8]

1.1.1 SKLÁPĚČ BEZ HYDRAULICKÉHO OVLÁDÁNÍ ZADNÍHO ČELA

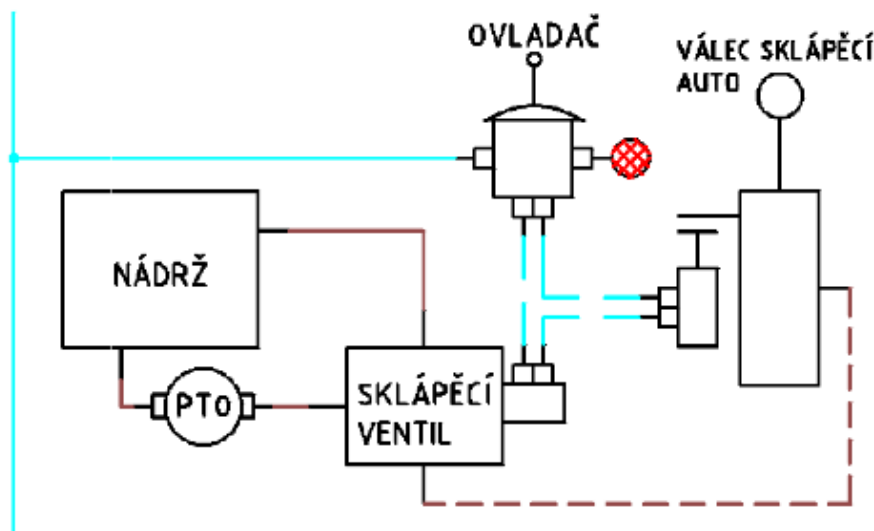
Tyto sklápěče jsou po hydraulické stránce velmi jednoduché, jak je vidět na obrázku 3.

Základem hydraulického okruhu je čerpadlo, olejová nádrž se vzduchovým a olejovým filtrem, rozvaděč (sklápěcí ventil), hydraulický válec a koncový ventil. Okruh je dále doplněn o součásti ovládání sklápění, nejčastěji vzduchové anebo méně často elektrické. Ovladač sklápění je pouze jeden s možností sklápět nahoru nebo dolů. Systém ovládání zadního čela je mechanický a může mít tyto varianty:

- 1) Ovládání zadního čela automaticky – při sklápění korby dochází ke sklopení zadního čela vlastní vahou [9]
- 2) Ovládání zadního čela řetězy – zadní čelo je automaticky ovládáno kloubovým mechanismem a řetězy, kdy je zadní čelo nejdříve vyzvednuto ze zajišťovacích háků a následně se při sklápění vyklápí. [6]

U jednostranných sklápěčů s mechanickým ovládáním je značnou výhodou jednoduchost a tím i nízká cena. Varianta s otevíráním zadního čela řetězy je dražší kvůli kloubovému mechanismu a příslušenství, ale je velmi používaná, kvůli zaručenému sklopení, minimálních nárokům na obsluhu a dlouhé životnosti při správné údržbě.

Samozřejmostí je kontrola uvolnění zadního čela z háků před samotným sklápěním korby.



Obrázek 3 Hydraulicko-pneumatické schéma jednostranného sklápěče [5]

1.1.2 SKLÁPĚČ S HYDRAULICKÝM OVLÁDÁNÍM ZADNÍHO ČELA

Tyto sklápěče jsou po hydraulické stránce poměrně jednoduché, jak je patrné na obrázku 5.

Základem hydraulického okruhu je čerpadlo, olejová nádrž se vzduchovým a olejovým filtrem, dvousekční rozvaděč (sklápěcí ventil), příp. dělič průtoku se škrticím ventilem, hydraulický válec a koncový ventil. Dále je součástí ovládání sklápění, které může být nejčastěji vzduchové anebo méně často elektrické. Toto ovládání může být vícesekční – dva ovladače, nebo ovladač s možností přepínání – sklápění korby/sklápění zadního čela.

Součástí zajištění korby mohou být hydraulické zámky, které po přivedení tlaku do systému automaticky odjistí mechanické zámky zadního čela.

U těchto sklápěčů je třeba zadní čelo sklopit před vyklápěním korby, případně sklápět zadní čelo a korbu simultánně – potřeba vícesekčního ovládání.

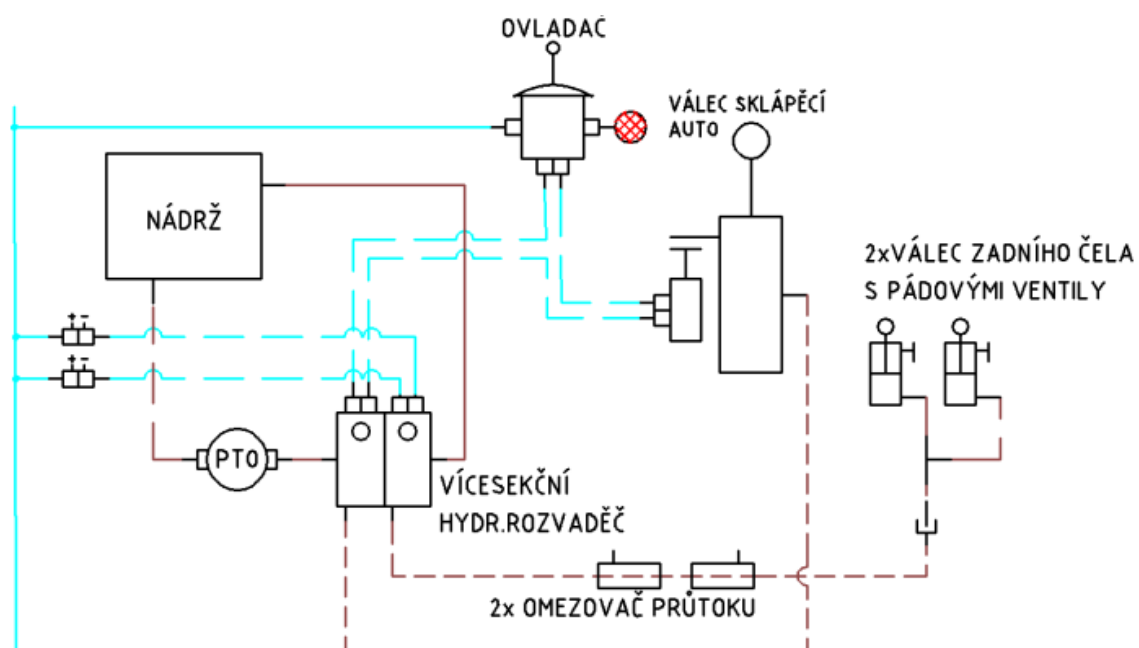
Před sklápěním korby je třeba zkontrolovat, zda zadní čelo bylo správně vyklopeno.

Další varianta:

- 1) Mechanické vyklápění zadního čela s hydraulickým zajištěním – zadní čelo je zajištěno hydraulicky ovládaným menším čelem (obrázek 4). [4]



Obrázek 4 Malé hydraulické čelo [4]



Obrázek 5 Hydraulicko-pneumatické schéma jednostranného sklápěče s hydraulickým zadním čelem [3]

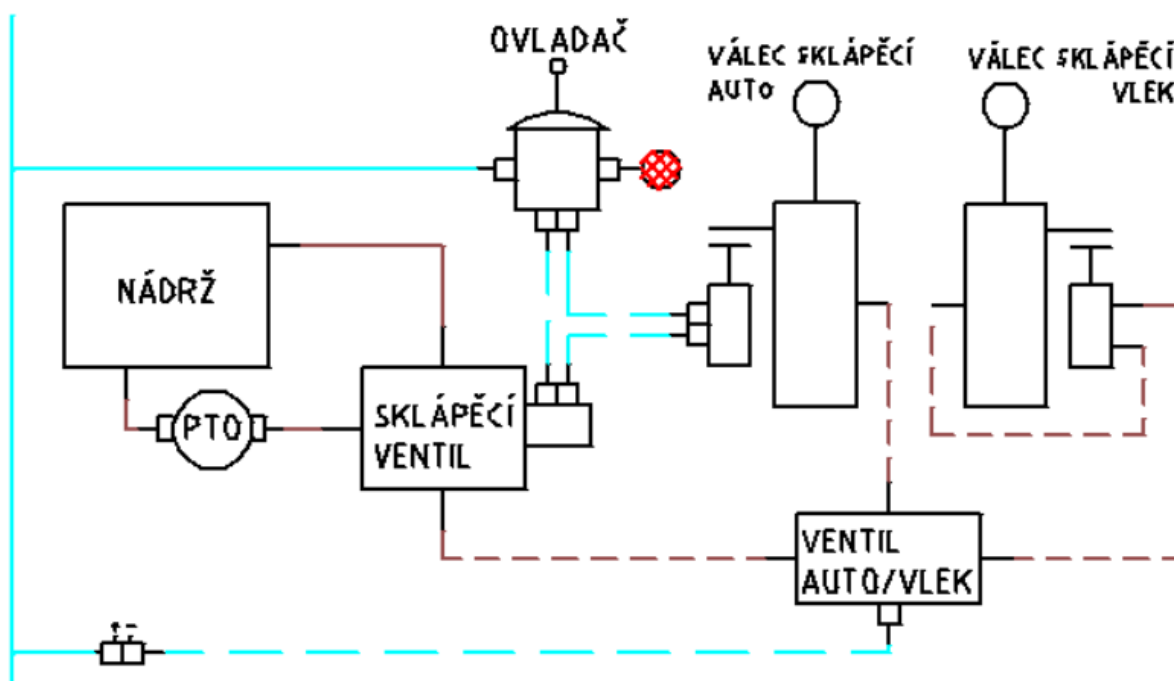
1.2 TŘÍSTRANNÝ SKLÁPĚČ

Tento sklápěč má tři směry vyklopení nákladu, a to dozadu a do bočních stran.

Jedná se o složitější typ sklápěče, jelikož obsahuje zámky korby pro sklápění do stran, dorazová lana do všech sklápěcích směrů, možnost variabilního hydraulického ovládání zámků a zadního čela. Výhodou u těchto sklápěčů je možnost použití přívěsů, jelikož je možno sklápět do stran, a není tedy nutné odpojovat přívěs. Válec sklápění je umístěn pod korbou, s možností vyklápění do všech směrů s poměrně malým výsuvem, zato velkým množstvím sekcí teleskopického válce a velkými rozměry jednotlivých vnitřních průměrů válce sklápění.

1.2.1 SKLÁPĚČ S MECHANICKÝM OVLÁDÁNÍM BOČNIC A ZADNÍHO ČELA

U třístranného sklápěče s mechanickým ovládáním bočnic a zadního čela je hydraulika sklápění stále jednoduchá. Oproti jednostranným sklápěčům se liší pouze o možnost sklápění přívěsu (obrázek 6).



Obrázek 6 Hydraulicko-pneumatické schéma třístranného sklápěče s vlekm [10]

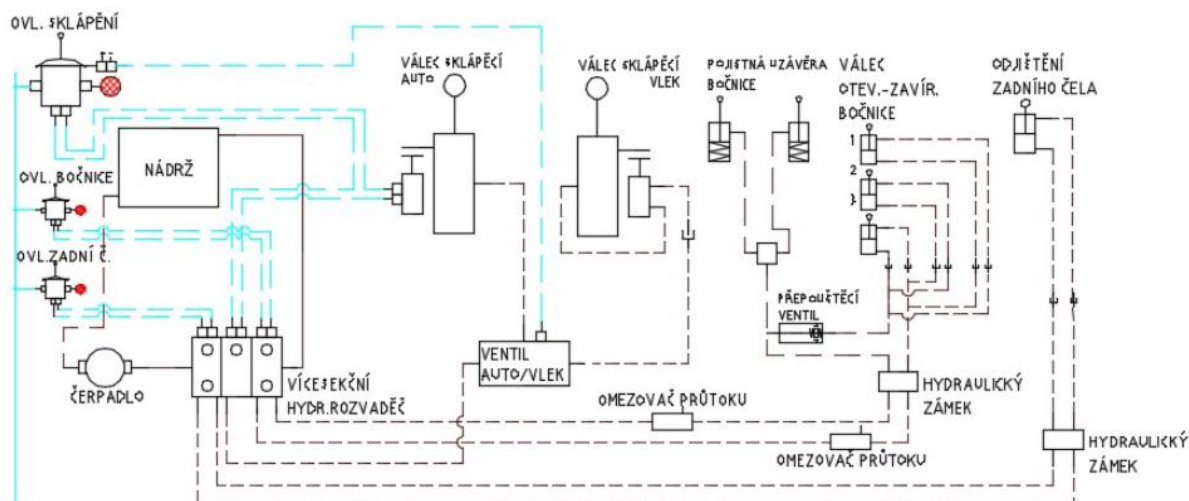
Hydraulický systém je v tomto případě tvořen čerpadlem, olejovou nádrží se vzduchovým a zpětným olejovým filtrem, rozvaděčem (sklápěcím ventilem) koncovým ventilem vozidla a přívěsu, válcem sklápění vozidla a přívěsu a hydraulickým děličem. Ovládání může být opět pneumatické, případně elektrické. V případě vzduchového ovládání se jedná o jeden ovladač sklápění a přepínač mezi ovládáním vozidla a vleku.

1.2.2 SKLÁPĚČ S HYDRAULICKÝM OVLÁDÁNÍM BOČNIC A ZADNÍHO ČELA

Trístranný sklápěč s hydraulickým ovládním je po hydraulické stránce složitější a je zde více možností ovládní (obrázek 7).

Základem hydraulického okruhu je čerpadlo, olejová nádrž s olejovým a vzduchovým filtrem, válec sklápění s koncovým ventilem, dvojčinné válce k ovládní zadního čela a bočnic.

Dále existují kombinace mechanických zámek, nebo hydraulických zámek pro odjištění čela a bočnic.



Obrázek 7 Hydraulicko-pneumatické schéma třístranného sklápěče s vlekem a hydraulickým ovládním zadního čela a bočnic [11]

1.3 SKLÁPĚCÍ NÁVĚSOVÉ TAHAČE

Návěsové tahače slouží k přepravě návěsů. Pro příklad jmenujme návěsy skříňové, plachtové a chladírenské. Dále pak existuje nepřeberné množství specializovaných návěsových nástaveb konstrukčně koncipovaných dle přepravovaného materiálu. V rámci této práce se budeme zabývat pouze sklopnými návěsy (obrázek 7). [12]

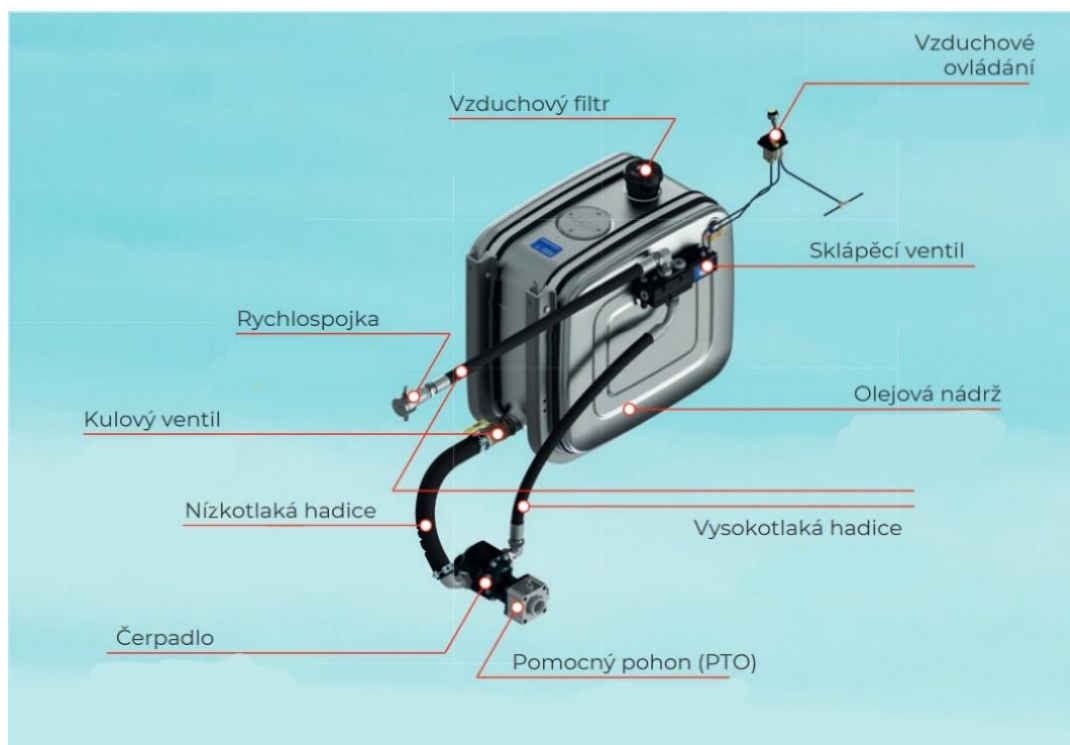


Obrázek 7 Sklápěcí návěs v segmentovém provedení [13]

Sklápěcí návěsy jsou již vybaveny sklápěcím válcem a koncovým ventilem. Ostatní hydraulické komponenty jsou součástí samotného tahače. K jejich propojením se nejčastěji používají rychlospojky, které jsou připraveny na vozidle.

Součásti hydrauliky návěsu mohou být hydraulické válce pro sklápění zadního čela, rozvaděč a jiné komponenty.

Hydraulika samotného návěsového tahače se skládá z čerpadla, olejové nádrže, rozvaděče a vývody pro návěs – rychlospojky (obrázek 8).



Obrázek 8 Jednookruhová hydraulika návěsového tahače [14]

2 HYDRAULICKÉ KOMPONENTY OKRUHU SKLÁPĚNÍ KORBY

Hydraulických komponentů v okruhu může být mnoho, podle složitosti sklápěcího systému a funkcí. V této práci se budeme zabývat zejména základními komponenty pro jednostranné a třístranné sklápěče, včetně hydraulického ovládání zadního čela (obrázek 9).

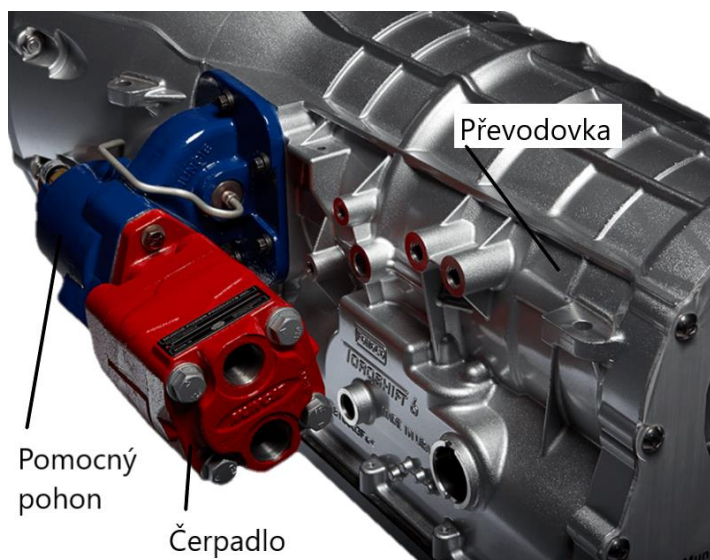


Obrázek 9 Koncepční schéma kompletní hydrauliky sklápěčů [14]

2.1 HYDRAULICKÁ ČERPADLA

Principem čerpadla je předávat tekutině kinetickou a potenciální energii. Pohon čerpadla je většinou zaručen motorem.

U sklápěčů se nejčastěji používá pomocný pohon (PTO) na převodovce s možností ovládání pomocného pohonu elektromagnetickým ventilem (obrázek 10). Alternativně lze použít i výstup přímo z motoru (REPTO) s možností ovládání elektromagnetickým ventilem, případně bez ovládání.



Obrázek 10 Uložení čerpadla na pomocném pohonu převodovky [15]

Rozdělení objemových čerpadel podle principu [6].

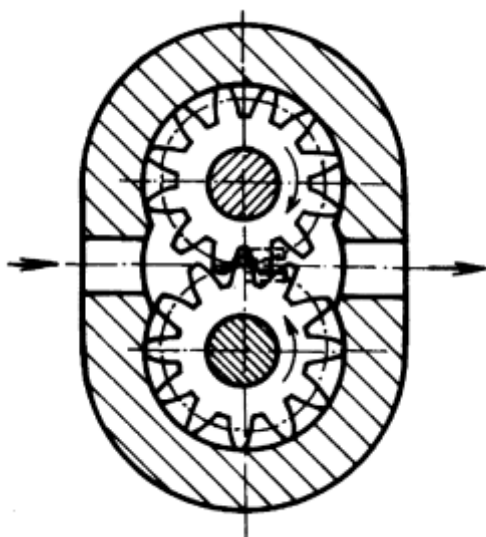
- Pístová čerpadla
 - Axiální
 - Radiální
- Zubová čerpadla
 - S vnitřním ozubením
 - S vnějším ozubením
- Plunžrová čerpadla
- Membránová čerpadla
- Lamelová čerpadla
- Peristaltická čerpadla
- Šneková čerpadla

V praxi se u sklápěčů využívají převážně zubová čerpadla s vnějším ozubením, u návěsových tahačů spíše pístová axiální čerpadla. Důvodem je u návěsových tahačů větší hmotnost nákladu, a tím i potřeba vyššího tlaku v systému, při zachování malého rozměru válce sklápění.

2.1.1 ZUBOVÁ ČERPADLA

Jedná se o nejstarší a nejrozšířenější hydrostatické stroje, které se nejčastěji používají jako hydrogenerátory. Jsou konstrukčně jednoduchá a mají dobrou samonasávací schopnost. Díky jejich konstrukci je možno je použít na levotočivé i pravotočivé motory, mění se pouze směr proudění kapaliny a tím i sací a výtlačná větev (obrázek 11) [2].

Princip zubového čerpadla spočívá v otáčení dvou ozubených kol (zejména kol stejného průměru), kde se v místě dotyku kol otevírají zubové mezery do nichž proudí kapalina. Kapalina je poté v zubových mezerách mezi kolem a skříní čerpadla přenášena po kružnici na výstup z čerpadla (obrázek 12) [2].



Obrázek 12 Schéma zubového čerpadla s vnějším ozubením [2]



Obrázek 11 Zubové čerpadlo [17]

Výhody:

- Jednoduchá konstrukce
- Nízká cena
- Malý zástavbový prostor

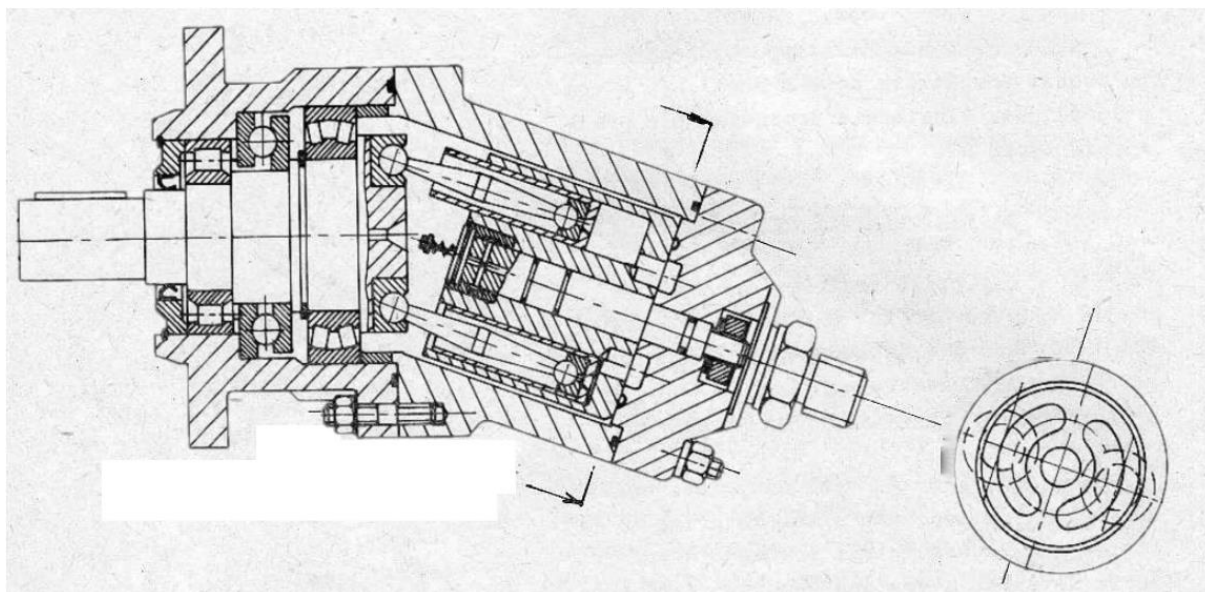
Nevýhody:

- Konstantní geometrický objem
- Vyšší hlučnost [19]

2.1.2 PÍSTOVÁ ČERPADLA

Tato čerpadla jsou velice rozšířená v soudobých hydraulických systémech. Disponují velkou škálou geometrického objemu, pracovním tlakem až do 400 bar a poměrně vysokými otáčkami.

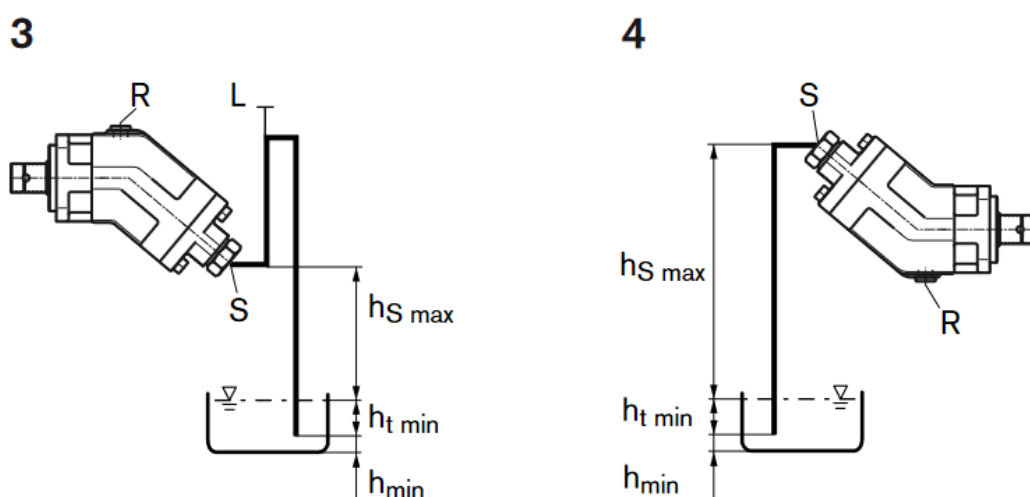
Princip axiálního čerpadla se šikmým blokem válců spočívá v otáčení rotoru, ke kterému jsou připojeny kulové čepy ojnic a při rotaci čerpadla dochází k pohybu jednotlivých pístů ve válci. Tímto pohybem je zaručeno nasávání oleje a následně jeho vytlačování do tlakové větve. [18]



Obrázek 13 Schéma axiálního pístového čerpadla [18]

Z hlediska samonasávací funkce nejsou příliš vhodná, jelikož k nepatrnému přidření čerpadla dochází po krátkém čase, kdy čerpadlem neprotéká olej, který má i mazací funkci. K porušení čerpadla nedojde ihned, ale výrazně se může snížit jeho životnost. Proto je nutné dodržovat dovolenou sací výšku čerpadla předepsanou výrobcem a zajistit, aby část oleje v čerpadle zůstala, pro další nasátí, jak je vidět na obrázku 14 [20].

Další nevýhodou pístových čerpadel je složitější konstrukce a tím vyšší cena a dále přísné požadavky na čistotu oleje [19].



Obrázek 14 Schéma správné montáže čerpadla [20]

2.2 ROZVADĚČE (SKLÁPĚCÍ VENTILY)

Hydraulické rozvaděče, neboli řídicí ventily, mají široké spektrum použití téměř v každém hydraulickém okruhu. V rámci této práce se zaměříme na rozvaděče používané u hydrauliky sklápění korby.

Hydraulický rozvaděč je v tomto případě třípolohový, nejčastěji ovládán pneumaticky s možností nouzového ovládání mechanicky. Rozvaděč má v sobě zabudován pojistný ventil, který při překročení stanoveného tlaku přepustí olej do nádrže.

2.2.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ SKLÁPĚCÍCH VENTILŮ

Podle typu přímočarých motorů můžeme rozdělovat:

- Pro válce jednočinné (teleskopické)
- Pro válce dvojčinné

Podle počtu okruhů v systému:

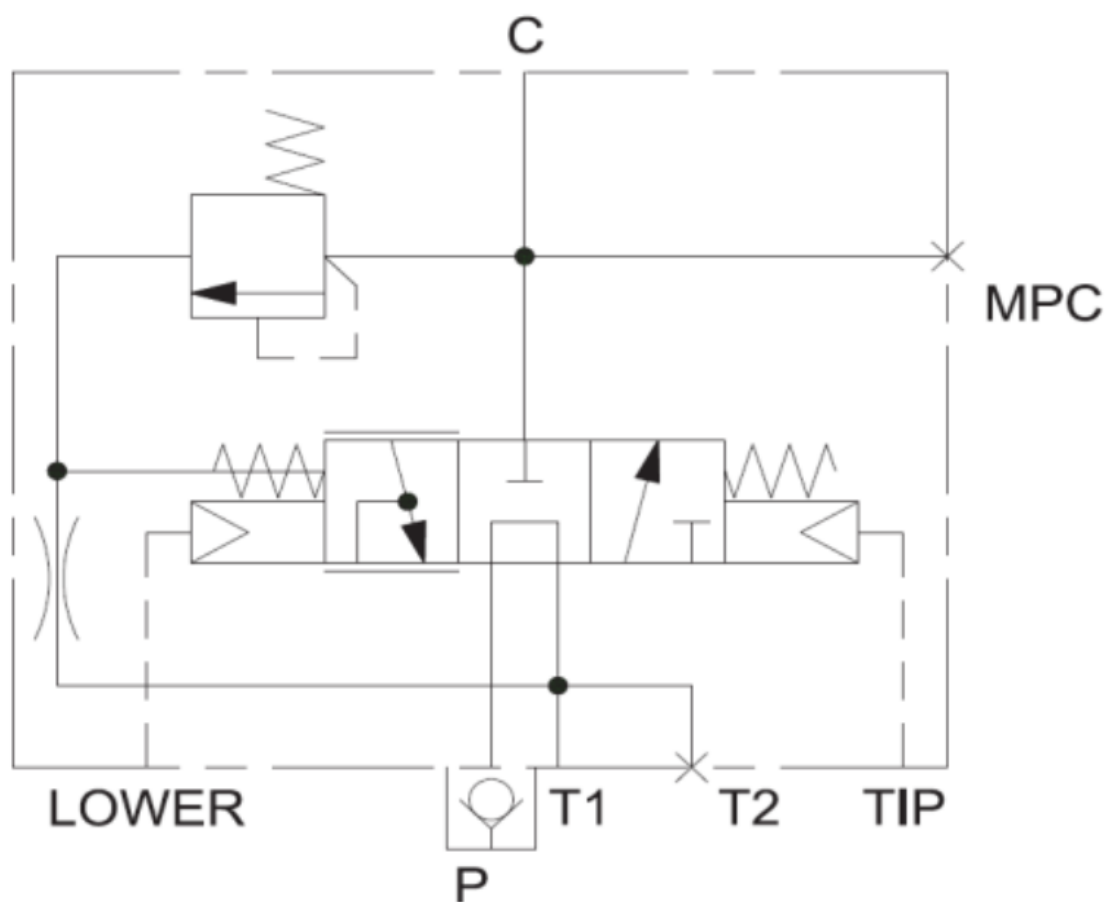
Jednosekční – rozvaděč je schopen přepouštět a regulovat průtok kapaliny na základě stanoveného maximálního tlaku. Tímto typem rozvaděče je možno ovládat pouze ty prvky, které pracují se stejným maximálním tlakem a jsou ovládány souběžně - např. rozvaděč ovládá dva stejné válce pro vyklopení bočnice nebo válec pro sklápění korby.

- Dvousekční – rozvaděč je schopen přepouštět a regulovat průtok kapaliny na základě dvou okruhů s různými maximálními tlaky a průtoky s tím, že druhá sekce rozvaděče musí mít maximální stanovený tlak a průtok stejný nebo nižší, než první (vstupní) sekce. Tímto typem rozvaděče je možno ovládat dva různé okruhy, kde každý okruh má regulovaný maximální tlak a průtok s možností ovládaní každého okruhu nezávisle na sobě - např. první sekce rozvaděče ovládá hydraulický válec a druhá sekce ovládá hydraulické zadní čelo
- Vícesekční – rozvaděč je schopen přepouštět a regulovat průtok kapaliny na základě více okruhů s různými maximálními tlaky a průtoky s tím, že každá další sekce rozvaděče musí mít maximální stanovený tlak a průtok stejný nebo nižší, než předchozí sekce. Tímto typem rozvaděče je možno ovládat více různých okruhů, kde každý okruh má regulovaný maximální tlak a průtok s možností ovládaní každého okruhu nezávisle na sobě – např. hydraulický válec, zadní čelo a hydraulicky ovládané bočnice.

Podle počtu sekcí rozvaděče přibývá i počet ovládacích prvků.

2.2.2 FUNKCE ROZVADĚČE U SKLÁPĚCÍHO MECHANISMU KORBY

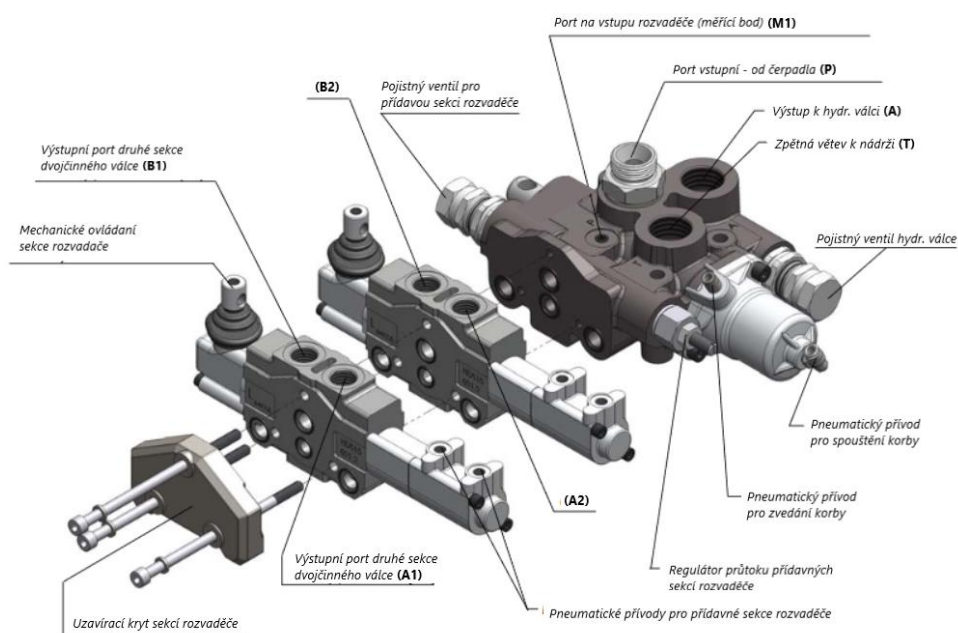
Pokud je rozvaděč v neutrální poloze, je všechen olej proudící od čerpadla přepouštěn do olejové nádrže. V případě přepnutí na pneumatickém ovladači do polohy „TIP“, proudí veškerý olej do hydraulického válce. Pokud by náklad byl příliš těžký, nebo by se válec vysunul až do koncové polohy, došlo by k nárůstu tlaku v systému a pojistný ventil by začal olej přepouštět do nádrže. Po přesunutí ovladače do polohy „LOWER“ dochází k propojení výtlačné větve čerpadla a větve k hydraulickému válci se zpětnou větví do nádrže a válec se začne spouštět zpátky do výchozí polohy.



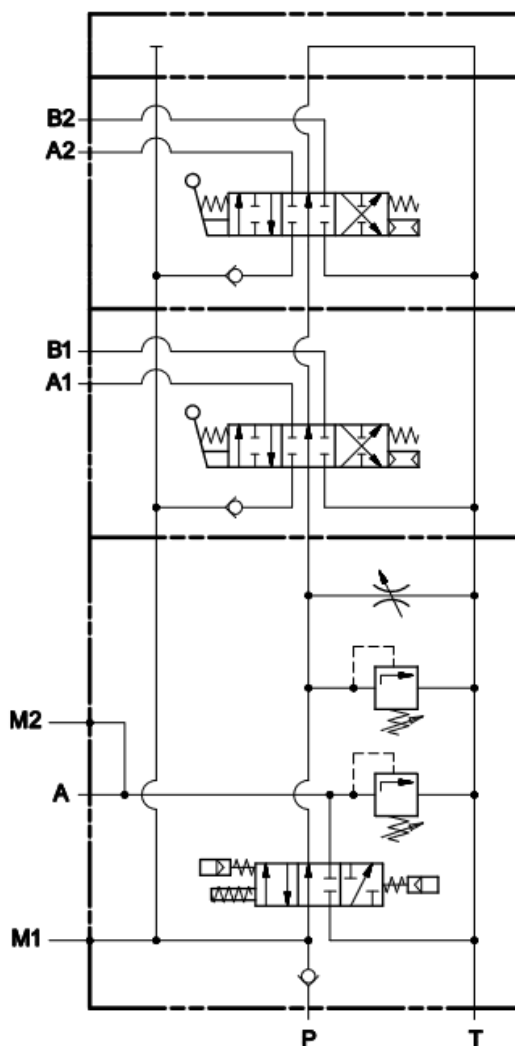
Obrázek 15 Hydraulické schéma jednosekčního třípolohového rozvaděče [21]

Kde T1 a T2 – připojení pro zpětnou větev do olejové nádrže, P – připojení tlakové větve od čerpadla, C – připojení pro hydraulický válec, MPC – volný port pro měření, nebo například umístění tlakového snímače pro signalizaci zvednuté korby, TIP – připojení pro pneumatické ovládání, při přivedení tlaku se rozvaděč přepne do polohy, kdy všechen olej prudí do válce, LOWER - připojení pro pneumatické ovládání, při přivedení tlaku se rozvaděč přepne do polohy, kdy všechen olej od čerpadla a válce se přepouští do olejové nádrže.

Na obrázku 16 je zobrazeno koncepční schéma vícesekčního rozvaděče a na obrázku 17 je hydraulické schéma rozvaděče.



Obrázek 16 Popis vícesekčního rozvaděče sklápění korby [22]



Obrázek 17 Hydraulické schéma více-sekčního rozvaděče [22]

2.3 HYDRAULICKÉ NÁDRŽE

Hydraulické nádrže jsou nedílnou součástí hydraulického systému sklápění korby. Jejich objem je závislý na velikosti válce, délkách potrubí a ostatních komponentech.

Vyráběny jsou nejčastěji z hliníku nebo oceli. Kvůli snížení hmotnosti je však často k jejich výrobě využíván i plast.

Nádrže jsou doplněny o zpětný olejový filtr a vzduchový filtr. Vzduchový filtr je možno montovat na nádrž nebo může být vyveden do vyšší polohy a propojen potrubím tak, aby se do olejové nádrže nedostala voda skrz odvodušnění.

K dalšímu příslušenství nádrže patří hladinoměr (olejznak) a případně teploměr.



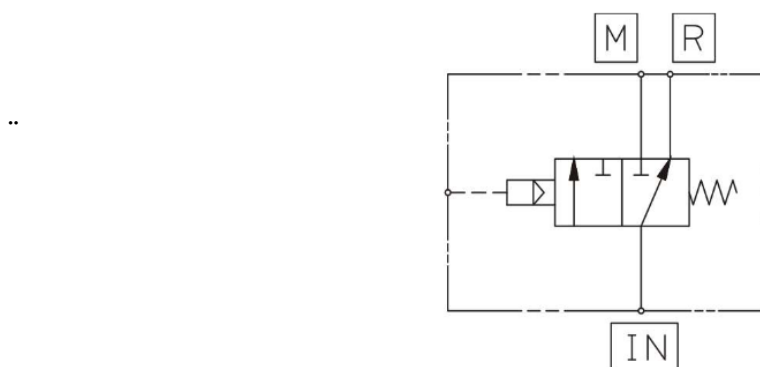
Obrázek 18 Olejová nádrž [23]

2.4 HYDRAULICKÉ VENTILY

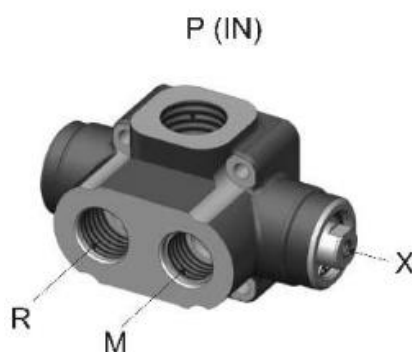
Jedná se o komponenty doplňující základní hydraulický okruh. Díky své konstrukci mohou měnit parametry systému, jako průtok oleje, maximální tlak, směr proudění apod.

2.4.1 PŘEPÍNACÍ VENTILY

Jedná se nejčastěji o třícestné dvoupolohové ventily. Slouží k přepojení hydraulické větve okruhu. Je možné jej použít kupříkladu u vozidla s vlekem, kde je tímto přepínačem určováno, zda bude sklápěn válec na vozidle, nebo válec na přívěsu. Ovládání ventilu je v tomto případě pneumatické, což má výhodu v jednoduchém zavedení ovládání do kabiny řidiče.



Obrázek 19 Hydraulické schéma přepínacího ventilu [24]

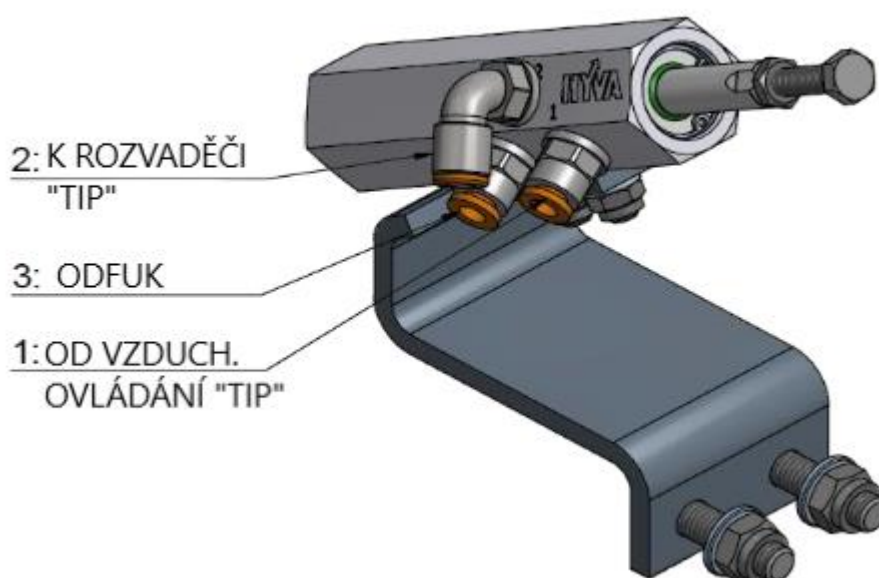


P : vstup od čerpadla
 M : výstup k hydr. válci
 R : výstup k hydr. válci
 X : vzduché ovládání

Obrázek 20 Popis přepínacího ventilu [24]

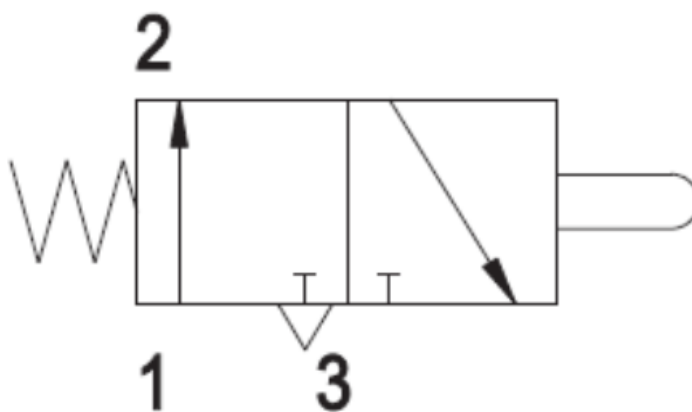
2.4.2 KONCOVÉ VENTILY (VYPÍNACÍ VENTILY)

Koncové ventily slouží k zabránění sklápění korby přes stanovenou mez. Toho je docíleno vhodným umístěním koncového ventilu v blízkosti válce sklápění. V okamžiku, kdy hydraulický válec vyklopí korbu do maximální stanovené meze, dotkne se válec koncového ventilu a mechanicky jej přesune do druhé polohy. Ventil následně buď hydraulicky nebo pneumaticky přeruší proces sklápění korby.



Obrázek 21 Popis pneumatického koncového ventilu []

Jedná-li se o pneumatický koncový ventil konstrukčně podobný s obr. 22, pak při přesunutí koncového ventilu do druhé polohy, dojde k uzavření přívodu tlaku vzduchu od pneumatického ovládání „1“ k rozvaděči „2“ a přebytečný vzduch se odpustí odfukem „3“. Tím je zaručeno, že se zastaví proces sklápění.



Obrázek 22 Pneumatické schéma koncového ventilu {}

U hydraulických koncových ventilů, je tento proces podobný, ale nerealizuje se u pneumatického ovládání, ale přímo v hydraulickém okruhu, kde opět při mechanickém přesunutí koncového ventilu dojde k uzavření přívodu hydraulického oleje k válci sklápění.

3 ODVOZENÍ KINEMATIKY POHYBU SKLÁPĚNÍ KORBY

Pro odvození působících sil a návrhu na hydraulický okruh je třeba odvodit kinematiku pohybu v závislosti na úhlu sklopení korby. Díky odvozeným vztahům pak můžeme sledovat stav zatížení v jakékoliv poloze korby.

3.1 ROZMĚRY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro odvození kinematiky pohybu nám budou stačit rozměry viz obrázek 24. Tyto rozměry byly odměřeny z 3D modelu.

$$T_{k_z} = 2\,350\text{ mm} = 2,35\text{ m} \quad (3.1)$$

$$T_{k_y} = 865\text{ mm} = 0,865\text{ m} \quad (3.2)$$

$$T_{n_z} = 2\,295\text{ mm} = 2,295\text{ m} \quad (3.3)$$

$$T_{n_y} = 1\,135\text{ mm} = 1,135\text{ m} \quad (3.4)$$

Kde T_{k_z} je poloha těžiště korby ve směru osy z, T_{k_y} je poloha těžiště korby ve směru osy y, T_{n_z} je poloha těžiště nákladu ve směru osy z a T_{n_y} poloha těžiště nákladu ve směru osy y.

Poloha těžiště nákladu byla převzata z 3D modelu, kde se předpokládá rovnoměrné rozložení suché hlíny téměř po okraj bočnic s těmito charakteristikami:

$$m_n = 28\,000\text{ kg} \quad (3.5)$$

$$\rho_n = 1\,700\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (3.6)$$

Kde m_n je hmotnost nákladu, ρ_n je hustota nákladu.

$$N_z = 5\,350\text{ mm} = 5,35\text{ m} \quad (3.7)$$

$$N_y = 262\text{ mm} = 0,262\text{ m} \quad (3.8)$$

$$Z_z = 5\,350\text{ mm} = 5,35\text{ m} \quad (3.9)$$

Kde N_z je poloha bodu uložení válce na rámu vozidla ve směru osy z, N_y je poloha bodu uložení válce na rámu vozidla ve směru osy y a Z_z je poloha bodu uložení válce na korbě ve směru osy z.

Dále definujeme minimální požadovaný úhel sklopení korby a maximální dovolený úhel sklopení korby.

$$\gamma_{min} = 44^\circ \quad (3.10)$$

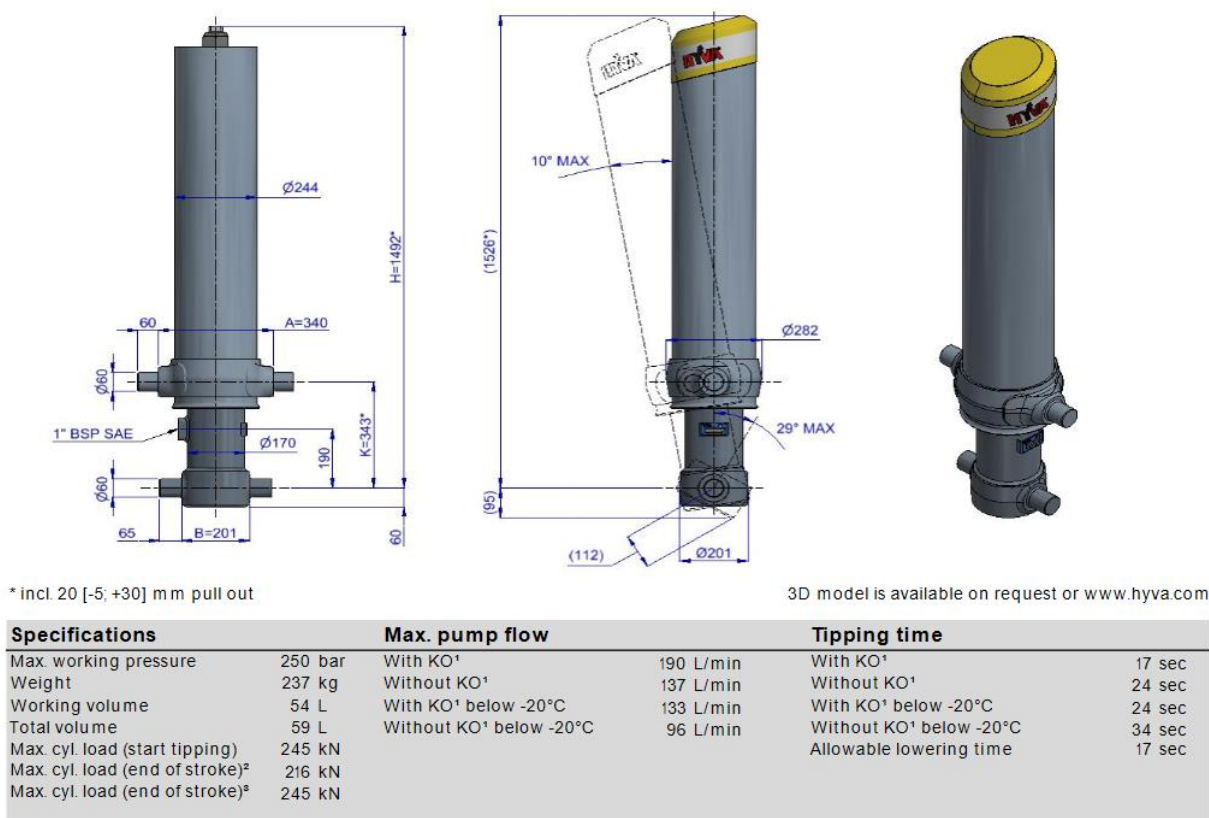
$$\gamma_{max} = 48^\circ \quad (3.11)$$

Kde γ_{min} je minimální úhel sklopení korby a γ_{max} je maximální úhel sklopení korby.

Pro odvození ostatních rozměrů bude třeba definovat vzdálenost úložných čepů hydraulického válce, který je zadán výrobcem. Volím tedy válec FC A149-4-04660-070-K0343 používaný u podobných aplikací s těmito parametry (obrázek 23):

$$K = 343 \text{ mm} = 0,343 \text{ m} \quad (3.12)$$

Kde K je vzdálenost úchytných čepů válce



Obrázek 23 Katalogový list válce FC A149-4-04660-070-K0343 [26]

Hodnota K není fixní, výrobce dovoluje v určitém rozmezí tuto hodnotu měnit. V případě našeho válce je tato hodnota stanovena takto: 343 [-5; +30] mm. Hodnota v závorce se nazývá „Pull out“ a může být tedy kladná nebo záporná. Dle katalogového listu výrobce (obrázek 23) je patrné, že zcela zasunutý válec má hodnotu $K = 323$ mm. Je však nutné, aby válec měl vždy vůli v uložení takovou, aby při pohybu korby, nebyl válec mechanicky zatěžován a veškerá síla byla zachycována uložení na rámu vozidla. Zároveň válec nesmí být v transportním režimu příliš vysunutý, aby nedocházelo ke vzniku koroze na pracovní ploše válce.

Z důvodu lepšího zástavbového prostoru volím „Pullout“ takto:

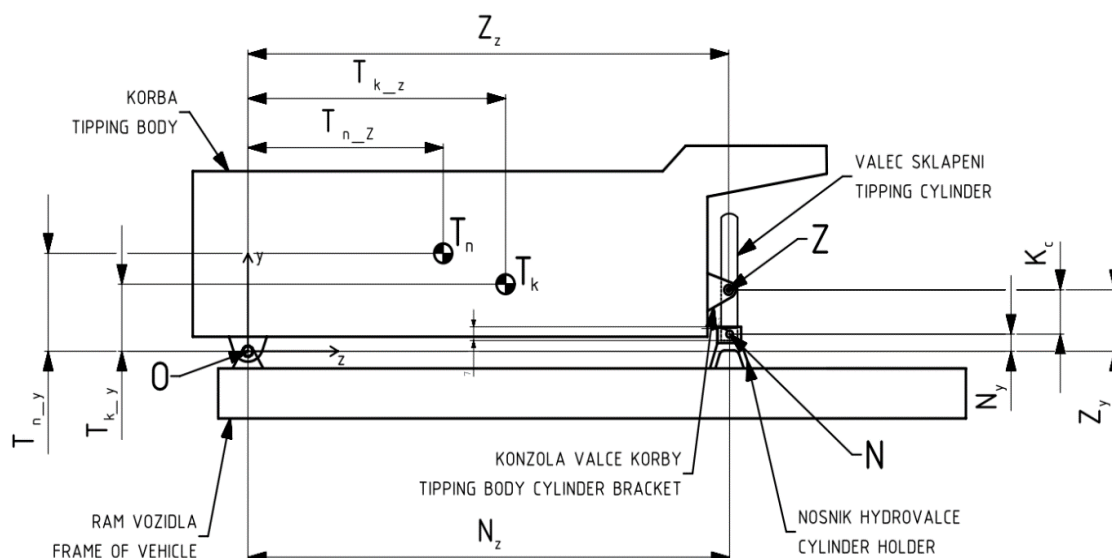
$$p_{lt} = 20 \text{ mm} = 0,020 \text{ m} \quad (3.13)$$

$$K_c = K + p_{lt} = 0,343 + 0,020 = 0,363 \text{ m} \quad (3.14)$$

Kde p_{lt} je hodnota stanoveného rozdílu vysunutí válce oproti katalogové hodnotě (Pullout), K_c je celková vzdálenost úchytných čepů válce

Hodnotu Z_y z CAD modelu určit nemůžeme, jelikož je závislá na typu válce a vypočítáme ji takto:

$$Z_y = N_y + K_c = 0,262 + 0,363 = 0,625 \text{ m} \quad (3.15)$$



Obrázek 24 Schéma základních rozměrů

Zadané hmotnosti:

$$m_k = 4\,000 \text{ kg} \quad (3.16)$$

$$m_{n_{max}} = 28\,000 \text{ kg} \quad (3.17)$$

Kde m_k je hmotnost korby, odměřená z 3D modelu a $m_{n_{max}}$ je maximální dovolená hmotnost nákladu, dle celkové hmotnosti vozidla s korbou.

Provozní teploty:

$$T_{o_{min}} = -32\text{ °C} = 241,15 \text{ K} \quad (3.18)$$

$$T_{o_{max}} = 45\text{ °C} = 318,15 \text{ K} \quad (3.19)$$

Kde $T_{o_{min}}$ je minimální teplota okolí a $T_{o_{max}}$ je maximální teplota okolí.

3.2 ODVOZENÍ POLOHY CELKOVÉHO TĚŽIŠTĚ KORBY S NÁKLADEM

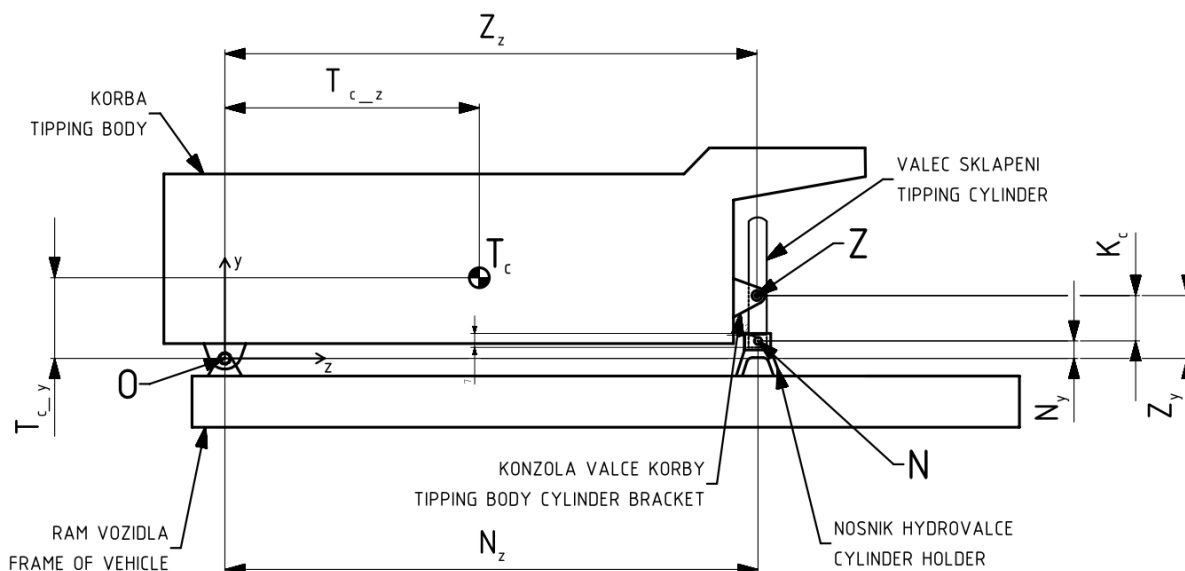
Nejprve je třeba vyjádřit polohu celkového těžiště korby.

$$z_t = \frac{\int z \, dm}{m} = \frac{\iiint \rho * z \, dV}{\rho * V} = \frac{\sum m_i * r_i}{m} \quad (3.20)$$

Poloha celkového těžiště korby s definovaným nákladem:

$$T_{c_z} = \frac{m_k * T_{kz} + m_n * T_{nz}}{m_k + m_n} = \frac{4\,000 * 2,350 + 28\,000 * 2,295}{4\,000 + 28\,000} = 2,302 \, m \quad (3.21)$$

$$T_{c_y} = \frac{m_k * T_{ky} + m_n * T_{ny}}{m_k + m_n} = \frac{4\,000 * 0,865 + 28\,000 * 1,135}{4\,000 + 28\,000} = 1,101 \, m \quad (3.22)$$



Obrázek 25 Schéma korby s celkovou polohou těžiště

3.3 ODVOZENÍ POLOHY V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU SKLOPENÍ

Poloha bodu spojení válce s korbou (bod Z) v závislosti na úhlu sklopení korby je vidět na obrázku 26.

Výpočty budou provedeny pouze pro úhel naklopení $\gamma = 1^\circ$.

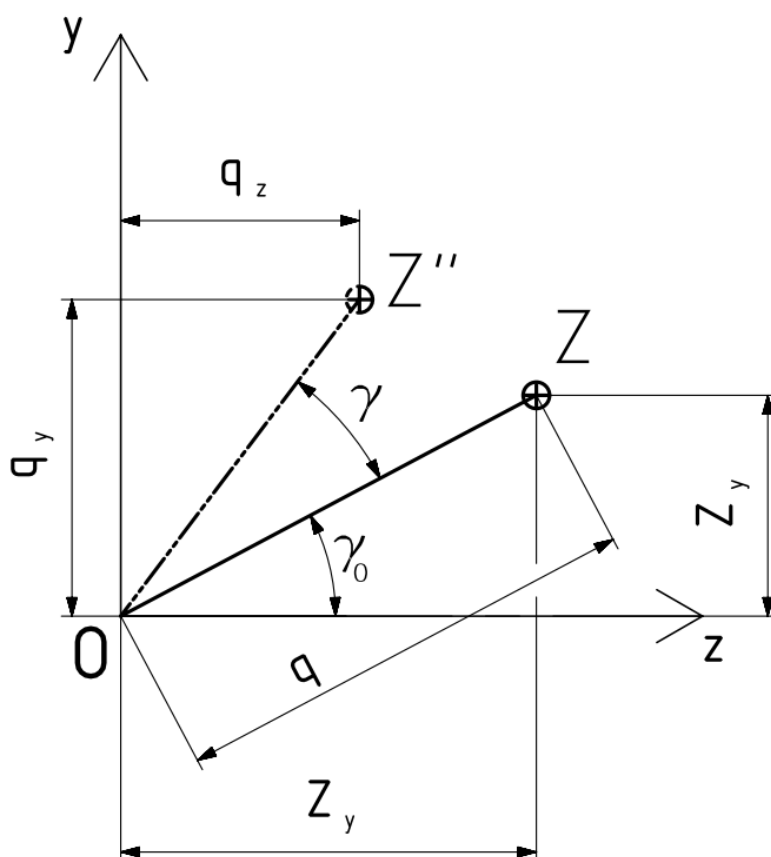
$$q = \sqrt{Z_z^2 + Z_y^2} = \sqrt{5,350^2 + 0,625^2} = 5,386 \, m \quad (3.23)$$

$$\gamma_0 = \sin^{-1}\left(\frac{Z_y}{q}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{0,625}{5,386}\right) = 6,63^\circ \quad (3.24)$$

$$q_z(\gamma) = q * \cos(\gamma + \gamma_0) \rightarrow q_z(1^\circ) = 5,386 * \cos(1 + 6,63) = 5,338 \, m \quad (3.25)$$

$$q_y(\gamma) = q * \sin(\gamma + \gamma_0) \rightarrow q_y(1^\circ) = 5,386 * \sin(1 + 6,63) = 0,715m \quad (3.26)$$

Kde q je spojnice otočného bodu korby a bodu korby spojeným s válcem, $q_z(\gamma)$ a $q_y(\gamma)$ jsou složky úsečky q rozloženy do souřadnicového systému, γ_0 je pomocný úhel úsečky q pro definování základní polohy válce sklápění a γ je úhel sklopení korby.



Obrázek 26 Poloha bodu spojení korby s válcem v závislosti na úhlu sklopení korby

Poloha těžiště korby (bod T_c) v závislosti na úhlu sklopení korby (obrázek 27).

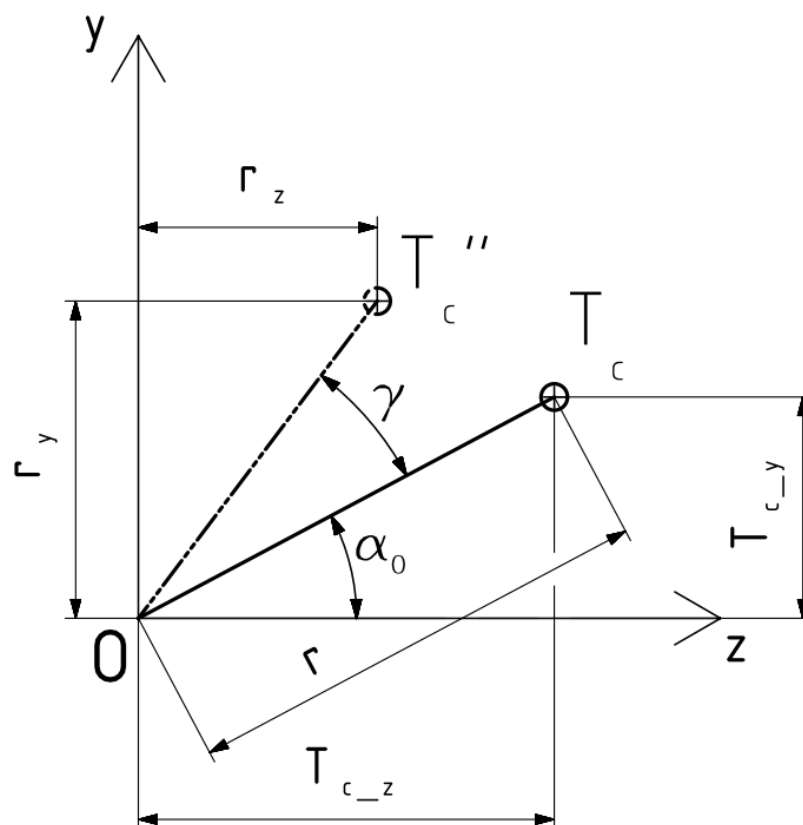
$$r = \sqrt{T_{c_z}^2 + T_{c_y}^2} = \sqrt{2,302^2 + 1,101^2} = 2,552 \text{ m} \quad (3.27)$$

$$\alpha_0 = \sin^{-1}\left(\frac{T_{c_y}}{r}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{1,101}{2,552}\right) = 25,57^\circ \quad (3.28)$$

$$r_z(\gamma) = r * \cos(\gamma + \alpha_0) \rightarrow r_z(1^\circ) = 2,552 * \cos(1 + 25,57) = 2,282 \text{ m} \quad (3.29)$$

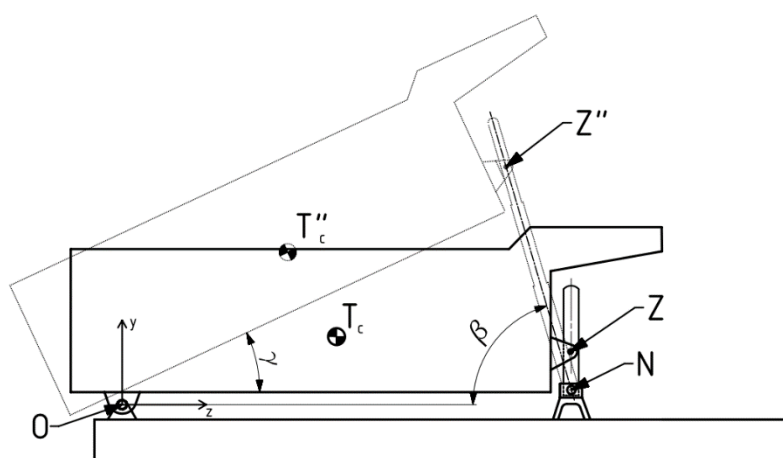
$$r_y(\gamma) = r * \sin(\gamma + \alpha_0) \rightarrow r_y(1^\circ) = 2,552 * \sin(1 + 25,57) = 1,141 \text{ m} \quad (3.30)$$

Kde r je spojnice otočného bodu korby s těžištěm korby, $r_z(\gamma)$ a $r_y(\gamma)$ jsou složky úsečky r , rozloženy do souřadnicového systému a α_0 je pomocný úhel úsečky r pro definování základní polohy těžiště.



Obrázek 27 Poloha bodu těžiště korby s nákladem v závislosti na úhlu sklopení korby

Vyjádření výsuvu válce v závislosti na úhlu sklopení korby a úhlu sklopení válce (obrázek 28):



Obrázek 28 Schéma sklopené korby

$$l = \sqrt{N_z^2 + N_y^2} = \sqrt{5,350^2 + 0,262^2} = 5,356 \text{ m} \quad (3.31)$$

$$\delta_0 = \sin^{-1}\left(\frac{N_y}{l}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{0,262}{5,356}\right) = 2,8^\circ \quad (3.32)$$

Ze sinové věty vyjádříme délku úsečky s :

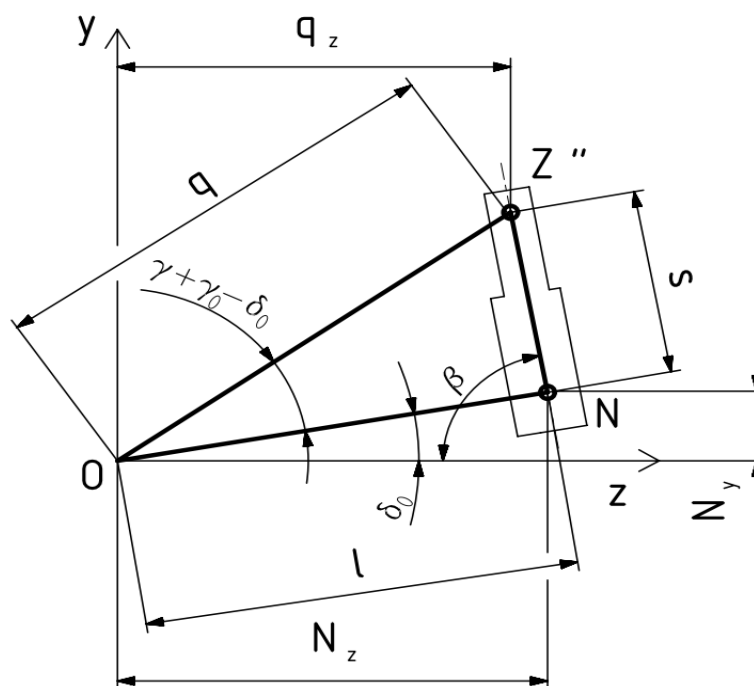
$$s(\gamma) = \sqrt{l^2 + q^2 - 2 * q * l * \cos(\gamma + \gamma_0 - \delta_0)} \quad (3.33)$$

$$s(1^\circ) = \sqrt{5,356^2 + 5,386^2 - 2 * 5,386 * 5,356 * \cos(1 + 6,63 - 2,8)} = 0,453 \text{ m} \quad (3.34)$$

$$h(\gamma) = s(\gamma) - k_c \rightarrow h(1^\circ) = 0,453 - 0,363 = 0,090 \text{ m} = 90 \text{ mm} \quad (3.35)$$

$$\beta(\gamma) = \cos^{-1}\left(\frac{N_z - q_z(\gamma)}{s(\gamma)}\right) \rightarrow \beta(1^\circ) = \cos^{-1}\left(\frac{5,350 - 5,338}{0,453}\right) = 88,52^\circ \quad (3.36)$$

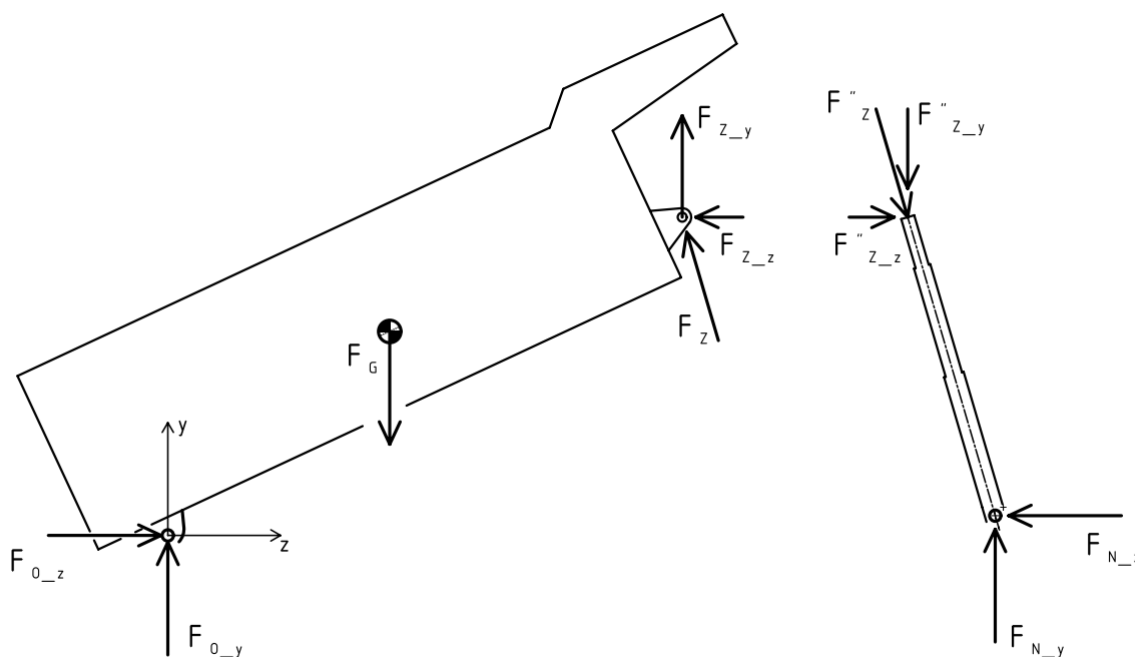
Kde l je spojnice otočného bodu korby a otočného bodu válce na rámu, δ_0 je pomocný úhel úsečky l , $s(\gamma)$ je celková délka vzdálenosti otočných bodů válce sklápění, $h(\gamma)$ je výsuv válce a $\beta(\gamma)$ je úhel sklopení válce.



Obrázek 29 Schéma vysunutí a sklopení hydraulického válce

4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Pro vyjádření zátěžných sil použijeme statickou rovnováhu s předpokladem vazeb bez pasivních účinků a za předpokladu, že pasivní účinky v tomto případně minimálně ovlivňují zatížení jednotlivých těles (obrázek 30).



Obrázek 30 Uvolnění korby a hydraulického válce

4.1 UVOLNĚNÍ KORBY

Silové rovnice statické rovnováhy jsou odvozeny z obrázku 31.

$$\sum_1^n F_{zi} = 0 \rightarrow F_{0_z}(\gamma) - F_{Z_z}(\gamma) = 0 \rightarrow F_{0_z}(\gamma) = F_{Z_z}(\gamma) \quad (4.1)$$

Kde $F_{0_z}(\gamma)$ je reakční síla uložení korby ve směru z a $F_{Z_z}(\gamma)$ je síla působící na válec ve směru osy z .

$$\sum_1^n F_{yi} = 0 \rightarrow F_{0_y}(\gamma) + F_{Z_y}(\gamma) - F_G = 0 \rightarrow F_{0_y}(\gamma) = F_G - F_{Z_y}(\gamma) \quad (4.2)$$

Kde $F_{0_y}(\gamma)$ je reakční síla uložení korby ve směru y a $F_{Z_y}(\gamma)$ je síla působící na válec ve směru osy y .

Momentová rovnice statické rovnováhy vztažená k bodu O :

$$\sum_1^n M_i = 0 \rightarrow M(O) : F_G * r_z(\gamma) - F_{Z_y}(\gamma) * q_z(\gamma) - F_{Z_z}(\gamma) * q_y(\gamma) = 0 \quad (4.3)$$

Kde F_G je tíhová síla.

Sílu $F_{Z_y}(\gamma)$ a $F_{Z_z}(\gamma)$ je třeba vyjádřit dle následujícího vztahu:

$$F_{Z_z}(\gamma) = F_z(\gamma) * \cos \beta \quad (4.4)$$

$$F_{Z_y}(\gamma) = F_z(\gamma) * \sin \beta \quad (4.5)$$

Sílu F_G vyjádříme ze druhého Newtonova zákona.

$$F_G = (m_n + m_c) * g = (28\,000 + 4\,000) * 9,81 = 313\,920\,N = 313,9\,kN \quad (4.6)$$

Kde g je tíhové zrychlení.

Hledanou sílu $F_z(\gamma)$ vyjádříme po úpravě z momentové podmínky.

$$F_G * r_z(\gamma) - F_{Z_y}(\gamma) * q_z(\gamma) - F_{Z_z}(\gamma) * q_y(\gamma) = 0 \quad (4.7)$$

$$F_G * r_z(\gamma) - F_z(\gamma) * \sin(\beta) * q_z(\gamma) - F_z(\gamma) * \cos(\beta) * q_y(\gamma) = 0 \quad (4.8)$$

$$F_z(\gamma) = \frac{F_G * r_z(\gamma)}{\sin(\beta) * q_z(\gamma) + \cos(\beta) * q_y(\gamma)} \quad (4.9)$$

$$F_z(1^\circ) = \frac{313\,920 * 2\,282}{\sin(88,52) * 5\,338 + \cos(88,52) * 0,715} = 133\,792\,N = 133,8\,kN \quad (4.10)$$

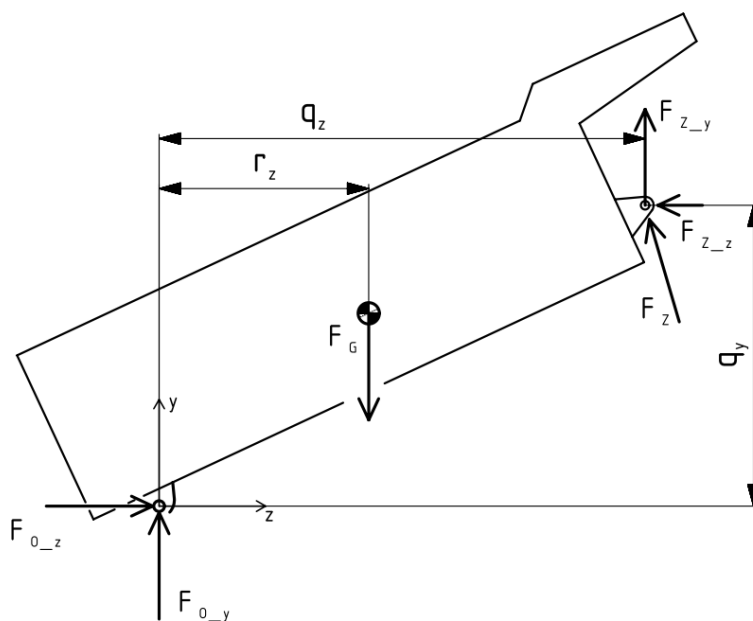
Reakční síly uložení korby (bod O):

$$F_{O_z}(\gamma) = F_{Z_z}(\gamma) \rightarrow F_{O_z}(1^\circ) = F_z(1^\circ) * \sin \beta \quad (4.11)$$

$$F_{O_z}(1^\circ) = 133\,792 * \sin(88,52) = 133\,747\,N = 133,7\,kN \quad (4.12)$$

$$F_{O_y}(\gamma) = F_G - F_{Z_y}(\gamma) = F_{O_y}(1^\circ) = F_G - F_z(1^\circ) * \cos(\beta) \quad (4.13)$$

$$F_{O_y}(1^\circ) = 313\,920 - 133\,792 * \cos(88,52) = 310\,464\,N = 310,5\,kN \quad (4.14)$$



Obrázek 31 Uvolnění korby

4.2 UVOLNĚNÍ VÁLCE SKLÁPĚNÍ

Silové rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_1^n F_{zi} = 0 \rightarrow -F_{N_z}(\gamma) + F_{Z_z}(\gamma) = 0 \rightarrow F_{N_z}(\gamma) = F_{Z_z}(\gamma) \quad (4.15)$$

$$F_{N_z}(1^\circ) = F_Z(1^\circ) * \cos \beta = 133\,792 * \cos(88,52) = 3\,455\,N = 3,46\,kN \quad (4.16)$$

Kde $F_{N_z}(\gamma)$ je reakční síla uložení válce sklápění ve směru osy z.

$$\sum_1^n F_{yi} = 0 \rightarrow F_{N_y}(\gamma) - F_{Z_y}(\gamma) = 0 \rightarrow F_{N_y}(\gamma) = F_{Z_y}(\gamma) \quad (4.17)$$

$$F_{N_y}(1^\circ) = F_Z(1^\circ) * \sin \beta = 133\,792 * \sin(88,52) = 133\,747\,N = 133,7\,kN \quad (4.18)$$

Kde $F_{N_y}(\gamma)$ je reakční síla uložení válce sklápění ve směru osy y.

Kompletní výsledky dosavadních výpočtů, různých úhlů sklopení korby, lze vidět v tabulce 1.

Tabulka 1 Souhrn vypočtených hodnot délky výsuvu válce, úhlu sklopení korby a zátěžných sil pro dané úhly sklopení korby

γ [°]	h [mm]	B [°]	F_z [kN]	FN_z [kN]	FN_y [kN]	FO_z [kN]	FO_y [kN]
1,00	93	88,53	133,8	3,4	133,8	3,4	180,2
4,00	374	85,59	130,1	10,0	129,7	10,0	184,2
7,00	654	83,45	126,3	14,4	125,5	14,4	188,4
10,00	933	81,58	122,2	17,9	120,9	17,9	193,0
12,33	1 150	80,23	118,9	20,2	117,2	20,2	196,8
12,34	1 151	80,22	118,9	20,2	117,1	20,2	196,8
16,00	1 490	78,18	113,3	23,2	110,9	23,2	203,0
19,00	1 766	76,56	108,4	25,2	105,4	25,2	208,5
22,00	2 041	74,96	103,2	26,8	99,7	26,8	214,2
25,00	2 314	73,39	97,8	28,0	93,7	28,0	220,2
25,10	2 323	73,34	97,6	28,0	93,5	28,0	220,4
28,00	2 586	71,83	92,1	28,7	87,5	28,7	226,4
31,00	2 855	70,28	86,1	29,1	81,1	29,1	232,8
34,00	3 122	68,73	79,9	29,0	74,4	29,0	239,5
37,00	3 387	67,20	73,3	28,4	67,6	28,4	246,3
38,10	3 483	66,63	70,9	28,1	65,0	28,1	248,9
38,20	3 492	66,58	70,6	28,1	64,8	28,1	249,1
40,00	3 649	65,66	66,5	27,4	60,6	27,4	253,3
43,00	3 909	64,14	59,4	25,9	53,4	25,9	260,5
46,00	4 165	62,61	52,0	23,9	46,2	23,9	267,7
49,00	4 419	61,09	44,3	21,4	38,8	21,4	275,1
51,00	4 586	60,07	39,0	19,5	33,8	19,5	280,1

4.3 NÁVRH HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Nejprve je třeba definovat maximální tlak v systému, který je závislý na všech komponentech hydraulického okruhu a nesmí být vyšší, než hodnota komponentu zadána výrobcem. Pro návrh budeme uvažovat maximální tlak:

$$p_{\max_n} = 23 \text{ MPa} = 23 * 10^{-6} \text{ Pa} \quad (4.19)$$

Kde p_{\max_n} je navržený maximální tlak okruhu.

Tento tlak se může měnit v závislosti na možnostech jednotlivých komponent. Zejména pak na olejovém čerpadle a jeho schopnosti takový tlak vytvořit.

Pro prvotní návrh použijeme parametry válce dle obrázku 23, které se budou na základě výpočtů optimalizovat.

Průměry jednotlivých válců sklápění:

$$D_{v1} = 149 \text{ mm} = 0,149 \text{ m} \quad (4.20)$$

$$D_{v2} = 129 \text{ mm} = 0,129 \text{ m} \quad (4.21)$$

$$D_{v3} = 110 \text{ mm} = 0,110 \text{ m} \quad (4.22)$$

$$D_{v4} = 91 \text{ mm} = 0,091 \text{ m} \quad (4.23)$$

Kde D_{v1} až D_{v4} jsou vnitřní průměry válců jednotlivých sekcí výsuvu teleskopického válce sklápění.

$$h_{v1} = 1150 \text{ mm} = 1,15 \text{ m} \quad (4.24)$$

$$h_{v2} = 1170 \text{ mm} = 1,17 \text{ m} \quad (4.25)$$

$$h_{v3} = 1170 \text{ mm} = 1,17 \text{ m} \quad (4.26)$$

$$h_{v4} = 1170 \text{ mm} = 1,17 \text{ m} \quad (4.27)$$

Kde h_{v1} až h_{v4} jsou délky výsuvů jednotlivých sekcí teleskopického válce.

Dle katalogu výrobce je celkový výsuv válce $h_c = 4660 \text{ mm}$. Je třeba zkontrolovat, zda tento výsuv je dostačující pro náš sklápěcí mechanismus.

$$h_c = h_{v1} + h_{v2} + h_{v3} + h_{v4} = 1,15 + 1,17 + 1,17 + 1,17 = 4,66 \text{ m} \quad (4.28)$$

Podmínka dostatečné délky válce:

$$h_c > s(\gamma_{max}) \rightarrow 4,66 > s(48^\circ) \rightarrow 4,660 > 4,335 \quad (4.29)$$

Podmínka vyhovuje.

Dále je třeba vyjádřit tlak, v závislosti na výsuvu válce. Výpočet bude proveden pro úhel $\gamma = 1^\circ$. Je důležité nezapomenout, že tlak se mění skokově při přechodu jednotlivých sekcí válce sklápění, jelikož je závislý na průměru válce.

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 1$):

$$h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} \quad (4.30)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv1}} \rightarrow p_{hv}(1^\circ) = \frac{F_z(1^\circ)}{\frac{\pi * D_{v1}^2}{4}} = \frac{4 * 133\,792}{\pi * 0,149^2} = 7\,673\,044 \text{ Pa} = 76,7 \text{ bar} \quad (4.31)$$

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 2$):

$$h_{v1} + p_{lt} < h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} \quad (4.32)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv2}} \rightarrow p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{v2}^2}{4}} \quad (4.33)$$

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 3$):

$$h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} < h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} + h_{v3} \quad (4.34)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv3}} \rightarrow p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{v3}^2}{4}} \quad (4.35)$$

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 4$):

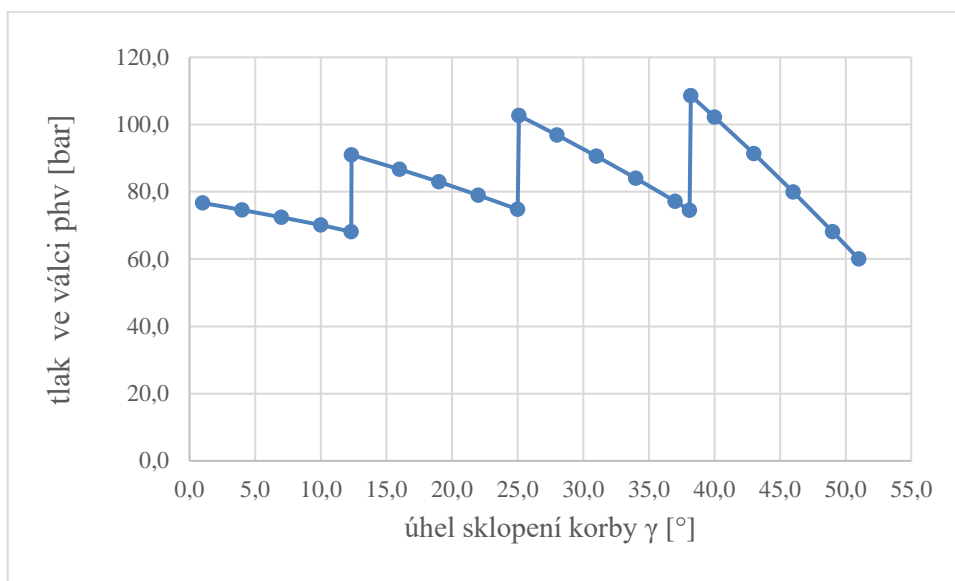
$$h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} + h_{v3} < h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} + h_{v3} + h_{v4} \quad (4.36)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv4}} \rightarrow p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{v4}^2}{4}} \quad (4.37)$$

Závislosti tlaku v systému na úhlu sklopení korby lze vidět na obrázku 32.

Tabulka 2 Závislost tlaku ve válci a ostatních zmíněných parametrů na úhlu sklopení korby

γ [°]	h [mm]	B [°]	F _z [kN]	i [-]	D(i) [mm]	P [Bar]	FN _z [kN]	FN _y [kN]	FO _z [kN]	FO _y [kN]
1,00	93	88,53	133,8	1	149	76,7	3,4	133,8	3,4	180,2
4,00	374	85,59	130,1	1	149	74,6	10,0	129,7	10,0	184,2
7,00	654	83,45	126,3	1	149	72,4	14,4	125,5	14,4	188,4
10,00	933	81,58	122,2	1	149	70,1	17,9	120,9	17,9	193,0
12,33	1 150	80,23	118,9	1	149	68,2	20,2	117,2	20,2	196,8
12,34	1 151	80,22	118,9	2	129	91,0	20,2	117,1	20,2	196,8
16,00	1 490	78,18	113,3	2	129	86,7	23,2	110,9	23,2	203,0
19,00	1 766	76,56	108,4	2	129	82,9	25,2	105,4	25,2	208,5
22,00	2 041	74,96	103,2	2	129	79,0	26,8	99,7	26,8	214,2
25,00	2 314	73,39	97,8	2	129	74,8	28,0	93,7	28,0	220,2
25,10	2 323	73,34	97,6	3	110	102,7	28,0	93,5	28,0	220,4
28,00	2 586	71,83	92,1	3	110	96,9	28,7	87,5	28,7	226,4
31,00	2 855	70,28	86,1	3	110	90,6	29,1	81,1	29,1	232,8
34,00	3 122	68,73	79,9	3	110	84,0	29,0	74,4	29,0	239,5
37,00	3 387	67,20	73,3	3	110	77,2	28,4	67,6	28,4	246,3
38,10	3 483	66,63	70,9	3	110	74,6	28,1	65,0	28,1	248,9
38,20	3 492	66,58	70,6	4	91	108,6	28,1	64,8	28,1	249,1
40,00	3 649	65,66	66,5	4	91	102,2	27,4	60,6	27,4	253,3
43,00	3 909	64,14	59,4	4	91	91,3	25,9	53,4	25,9	260,5
46,00	4 165	62,61	52,0	4	91	80,0	23,9	46,2	23,9	267,7
49,00	4 419	61,09	44,3	4	91	68,1	21,4	38,8	21,4	275,1



Obrázek 32 Závislost tlaku ve válci na úhlu sklopení korby

4.4 OPTIMALIZACE VÁLCE SKLÁPĚNÍ

Dle výpočtů je hydraulický válec předimenzován, jelikož špičkový tlak dosahuje hodnoty 108,6 bar. Podle maximálního tlaku v systému vyjádříme pracovní tlak v systému se zahrnutou bezpečností tak, aby válec sklápění zvedl náklad ve všech pracovních režimech.

Koeficient bezpečnosti volím takto:

$$k_v = 1,4 \quad (4.38)$$

$$p_{prac} = \frac{p_{\max_n}}{k_v} = \frac{23 * 10^{-6}}{1,4} = 16\,428\,571\,Pa = 164,3\,bar \quad (4.39)$$

Kde p_{prac} je pracovní tlak a k_v je koeficient bezpečnosti sklápění korby.

Výpočet minimálního průměru válce v kritickém místě, kde je tlak nejvyšší $\gamma = 38,2^\circ$:

$$p_{prac} = \frac{F_z(\gamma)}{S_{min}} = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{min}^2}{4}} \quad (4.40)$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 * F_z(38,2)}{\pi * p_{prac}}} = \sqrt{\frac{4 * 70\,625}{\pi * 16\,428\,571}} = 0,074\,m = 74\,mm \quad (4.41)$$

Průměr posledního válce, musí být tedy minimálně 74 mm. Dle katalogu výrobce vybírám nejbližší možný průměr a to průměr $D_4 = 80\,mm$.

Volím válec FC A137-4-04660-020-K0343 s těmito parametry (obrázek 33):

$$V_{v_max} = 49 \text{ l} = 0,049 \text{ m}^3 \quad (4.42)$$

Kde V_{v_max} je maximální objem válce.

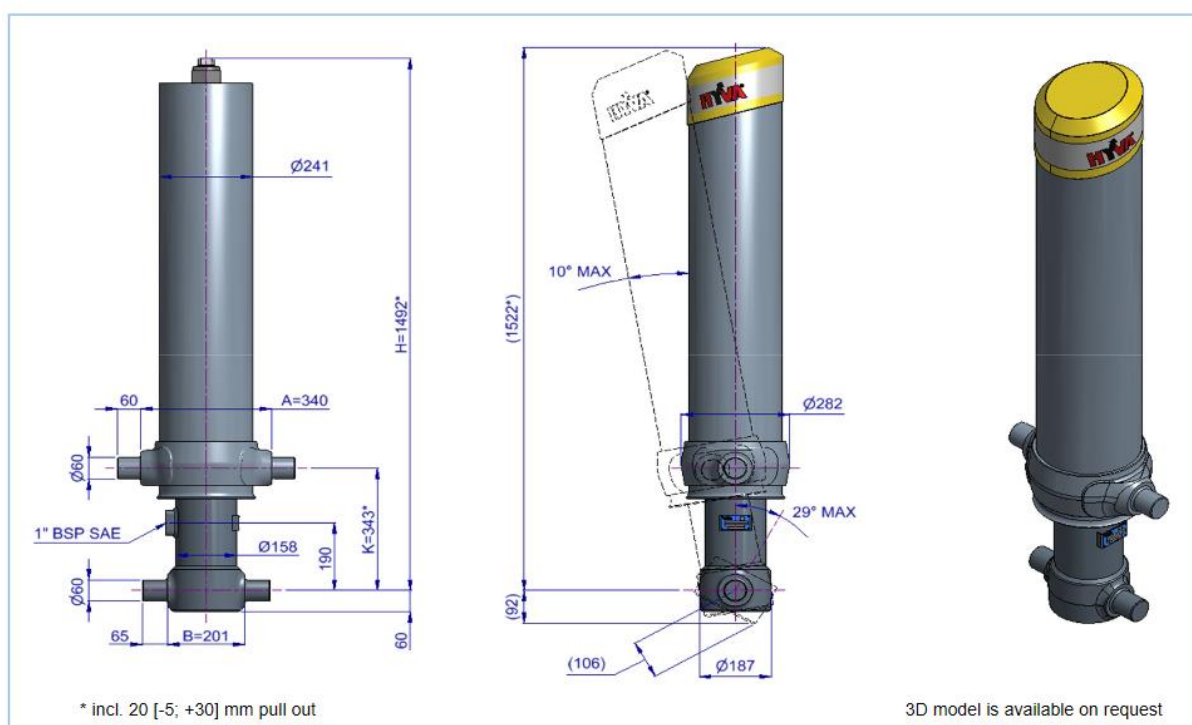
$$K = 343 \text{ mm} = 0,343 \text{ m} \quad (4.43)$$

$$D_{v1} = 137 \text{ mm} = 0,137 \text{ m} \quad (4.44)$$

$$D_{v2} = 118 \text{ mm} = 0,118 \text{ m} \quad (4.45)$$

$$D_{v3} = 99 \text{ mm} = 0,099 \text{ m} \quad (4.46)$$

$$D_{v4} = 88 \text{ mm} = 0,080 \text{ m} \quad (4.47)$$



Specifications		Max. pump flow		Tipping time	
Max. working pressure	250 bar	With KO ¹	151 L/min	With KO ¹	18 sec
Weight	213 kg	Without KO ¹	106 L/min	Without KO ¹	25 sec
Working volume	45 L	With KO ¹ below -20°C	106 L/min	With KO ¹ below -20°C	26 sec
Total volume	49 L	Without KO ¹ below -20°C	74 L/min	Without KO ¹ below -20°C	36 sec
Max. cyl. load (start tipping)	220 kN			Allowable lowering time	18 sec

Obrázek 33 Katalogový list válce FC A137-4-04660-070-K0343

Vzdálenost úchytných čepů K válce je stejná, tudíž již nemusíme přepočítávat kinematiku sklápění korby. Rovněž síly působící na válec, uchycení válce a korby zůstanou stejné. Celkový výsuv válce je také stejný jako u předchozího válce, proto není nutné ověřovat podmínku dostatečné délky výsuvu vzhledem k navrženému sklápěcímu mechanismu.

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 1$):

$$h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} \quad (4.48)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv1}} \rightarrow p_{hv}(1^\circ) = \frac{F_z(1^\circ)}{\frac{\pi * D_{v1}^2}{4}} \quad (4.49)$$

$$p_{hv}(1^\circ) = \frac{4 * 133\,792}{\pi * 0,137^2} = 9\,076\,097\,Pa = 90,8\,bar$$

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 2$):

$$h_{v1} + p_{lt} < h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} + h_{v2}h_{v1} < h(\gamma) \leq h_{v2} \quad (4.50)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv2}} \rightarrow p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{v2}^2}{4}} \quad (4.51)$$

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 3$):

$$h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} < h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} + h_{v3} \quad (4.52)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv3}} \rightarrow p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{v3}^2}{4}} \quad (4.53)$$

Podmínka pro daný výpočet v intervalu první sekce válce ($i = 4$):

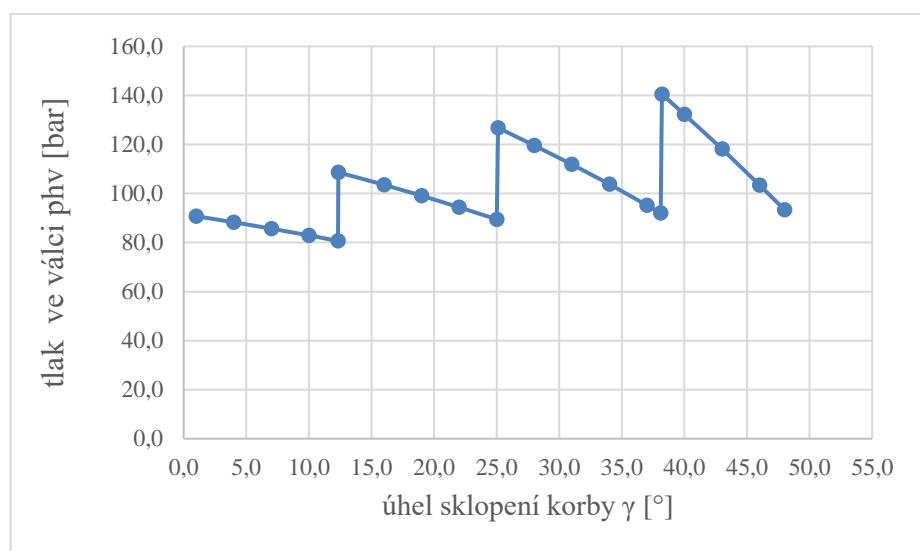
$$h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} + h_{v3} < h(\gamma) \leq h_{v1} + p_{lt} + h_{v2} + h_{v3} + h_{v4} \quad (4.54)$$

$$p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{S_{dv4}} \rightarrow p_{hv}(\gamma) = \frac{F_z(\gamma)}{\frac{\pi * D_{v4}^2}{4}} \quad (4.55)$$

Výsledky tlaku ve válci jsou zobrazeny v tabulce 3 a znázorněny na obrázku 34.

Tabulka 3 Závislost tlaku ve válci a ostatních zmíněných parametrů na úhlu sklopení korby

γ [°]	h [mm]	B [°]	Fz [kN]	i [-]	D [mm]	P [Bar]	FN_z [kN]	FN_y [kN]	FO_z [kN]	FO_y [kN]
1,00	93	88,53	133,8	1	137	90,8	3,4	133,8	3,4	180,2
4,00	374	85,59	130,1	1	137	88,3	10,0	129,7	10,0	184,2
7,00	654	83,45	126,3	1	137	85,7	14,4	125,5	14,4	188,4
10,00	933	81,58	122,2	1	137	82,9	17,9	120,9	17,9	193,0
12,33	1 150	80,23	118,9	1	137	80,7	20,2	117,2	20,2	196,8
12,34	1 151	80,22	118,9	2	118	108,7	20,2	117,1	20,2	196,8
16,00	1 490	78,18	113,3	2	118	103,6	23,2	110,9	23,2	203,0
19,00	1 766	76,56	108,4	2	118	99,1	25,2	105,4	25,2	208,5
22,00	2 041	74,96	103,2	2	118	94,4	26,8	99,7	26,8	214,2
25,00	2 314	73,39	97,8	2	118	89,4	28,0	93,7	28,0	220,2
25,10	2 323	73,34	97,6	3	99	126,8	28,0	93,5	28,0	220,4
28,00	2 586	71,83	92,1	3	99	119,7	28,7	87,5	28,7	226,4
31,00	2 855	70,28	86,1	3	99	111,9	29,1	81,1	29,1	232,8
34,00	3 122	68,73	79,9	3	99	103,7	29,0	74,4	29,0	239,5
37,00	3 387	67,20	73,3	3	99	95,3	28,4	67,6	28,4	246,3
38,10	3 483	66,63	70,9	3	99	92,0	28,1	65,0	28,1	248,9
38,20	3 492	66,58	70,6	4	80	140,5	28,1	64,8	28,1	249,1
40,00	3 649	65,66	66,5	4	80	132,3	27,4	60,6	27,4	253,3
43,00	3 909	64,14	59,4	4	80	118,2	25,9	53,4	25,9	260,5
46,00	4 165	62,61	52,0	4	80	103,5	23,9	46,2	23,9	267,7
49,00	4 419	61,09	44,3	4	80	88,2	21,4	38,8	21,4	275,1



Obrázek 34 Závislost tlaku ve válci na úhlu sklopení korby

5 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU SKLÁPĚNÍ KORBY

Nyní je třeba navrhnout ostatní komponenty hydraulického okruhu pro jednočinný teleskopický válec sklápění, které budou vyhovovat všem podmínkám, jako pracovní teploty, maximální tlaky v systému, dovolené průtoky oleje požadavky na čistotu oleje apod.

5.1 NÁVRH OLEJOVÉHO ČERPADLA

Jelikož se pracovní tlak v systému pohybuje pod hodnotou 25 MPa, využijeme pro návrh ozubené čerpadlo s vnějším ozubením.

Jako základní parametr určíme požadovaný průtok čerpadla. Ten se dá vyjádřit z geometrie válce a dovolené rychlosti vysouvání poslední výsuvné sekce teleskopického válce. Dovolená rychlost výsuvu válce je daná výrobcem a v případě použití koncového ventilu válce sklápění je daná takto:

$$v_{vmax} = 0,5 \frac{m}{s} \quad (5.1)$$

Kde v_{vmax} je maximální dovolená rychlost výsuvu válce.

Maximální průtok je poté definován následujícím vztahem:

$$Q_{max} = v * S \rightarrow Q_{max} = v_{vmax} * \frac{\pi * D_{v4}^2}{4} \quad (5.2)$$

$$0,5 * \frac{\pi * 0,080^2}{4} = 251 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 150,8 \frac{l}{min}$$

Kde Q_{max} je maximální dovolený průtok.

Na základě požadovaného průtoku a maximálního tlaku volím čerpadlo BI-4H5-113 s těmito parametry (obrázek 34):

$$V_n = 0,113 l = 113 * 10^{-6} m^3 \quad (5.3)$$

$$p_{\check{c}_{max}} = 250 bar = 25 * 10^6 Pa \quad (5.4)$$

$$n_{\check{c}_{max}} = 2\,000 min^{-1} \quad (5.5)$$

Kde V_n je geometrický objem čerpadla na jednu otáčku, $p_{\check{c}_{max}}$ je maximální tlak u krátkodobého chodu čerpadla a $n_{\check{c}_{max}}$ jsou maximální otáčky čerpadla při maximálním tlaku.

Účinnost čerpadla určíme z parametrů od výrobce, který definuje skutečný průtok při daných otáčkách čerpadla.

$$Q_{\check{c}_{def}} \left(n_{\check{c}_{def}} = 2000 \frac{ot}{min} \right) = 208 \frac{l}{min} = 35 * 10^{-4} m^3 * s^{-1} \quad (5.6)$$

$$Q_{\check{c}_{def}} = V_n * n_{\check{c}_{def}} * \eta_{\check{c}_c} \rightarrow \eta_{\check{c}_c} = \frac{Q_{\check{c}_{def}}}{V_n * n_{\check{c}_{def}}} = \frac{208}{0,113 * 2000} = 0,92 \quad (5.7)$$

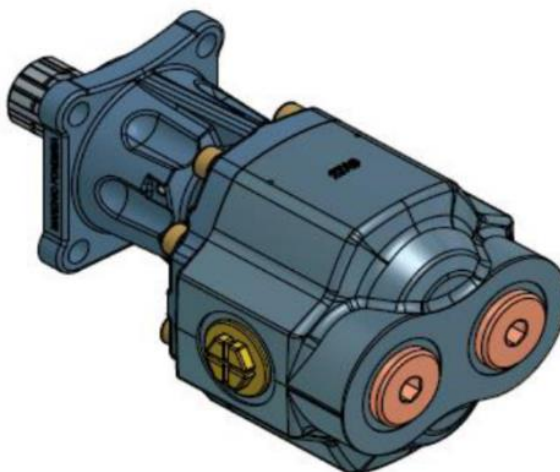
Kde $Q_{\check{c}_{def}}$ je průtok zadaný výrobcem v závislosti na daných otáčkách, $n_{\check{c}_{def}}$ jsou definované otáčky pro stanovený průtok oleje a $\eta_{\check{c}_c}$ je celková účinnost čerpadla.

Maximální pracovní otáčky čerpadla určíme ze vztahu:

$$n_{\check{c}_{prac}} = \frac{Q_{max}}{V_n * \eta_{\check{c}_c}} = \frac{251 * 10^{-5}}{113 * 10^{-6} * 0,92} = 1\,450,6 \, min^{-1} = 24,18 \, s^{-1} \quad (5.8)$$

Type	113 cc	
Part number	14562036	
Displacement per revolution	112,85	cc
Port configuration	4 port	
Shaft DIN 5462	8*32*36	mm
Inlet - straight internal thread	1 1/4 "	BSP
Outlet - straight internal thread	1 1/4 "	BSP
Minimum suction hose diameter	1 3/4	inch
Torque at 250 bar	478	Nm
Max. pressure for tipping applications	250	bar
Max. continuous pressure	230	bar
Max. peak pressure	255	bar
Max. flow (at 2000 rpm)	208	l/m
Max. speed at intermittent press.	2000	rpm
Min. speed at intermittent press.	400	rpm
L: Length pump	246	mm
W: Width pump	140,4	mm
H: Height pump	166,5	mm
A: Position side port	165	mm
B: Position rear port	33	mm
Mass	20,8	kg
Centre of gravity distance (COG)	130,1	mm
Oil temperature range	min / max	-40 / 80 °C
Inlet pressure range (suction side)	min / max	0,7 / 3 bar
Recommended oil viscosity range	min / max	12 / 100 mm²/s
Max. starting viscosity		1500 mm²/s
Min. filtration		25 µm
Noise level at 1000 min-1 and 100 bar		66,6 dB
Noise level at 1500 min-1 and 100 bar		69,5 dB

Obrázek 35 Parametry zubového čerpadla BI-4H5-113 [28]



Obrázek 34 Zubové čerpadlo BI-4H5-113 [28]

Nyní je třeba zkontrolovat, zda je pomocný pohon převodovky, je schopen předat dostatečný výkon čerpadlu pro práci s maximálním tlakem a maximálními pracovními otáčkami.

$$M_{PTO_max} = 440 \text{ Nm} \quad (5.9)$$

Kde M_{PTO_max} je maximální přenášený moment pomocného pohonu daný výrobcem.

Maximální odebíraný výkon čerpadla odvodíme z následujícího vztahu: [2]

$$P = M * \omega = Q * p * \eta \rightarrow M_{\check{c}_max} * 2 * \pi * n_{\check{c}_prac} = Q_{max} * p_{max_n} * \eta_{\check{c}_c} \quad (5.10)$$

$$M_{\check{c}_max} = \frac{Q_{max} * p_{max_n} * \eta_{\check{c}_c}}{2 * \pi * n_{\check{c}_prac}} = \frac{251 * 10^{-6} * 23 * 10^6 * 0,92}{2 * \pi * 24,18} = 350 \text{ Nm} \quad (5.11)$$

Kde $M_{\check{c}_max}$ je maximální požadovaný odebíraný moment čerpadla

Podmínka dodržení povoleného odebíraného momentu:

$$M_{\check{c}_max} < M_{PTO_max} \rightarrow 350 < 440 \quad (5.12)$$

Podmínka vyhovuje

.

5.2 NÁVRH HYDRAULICKÉHO ROZVADĚČE

Rozvaděč musí splňovat základní parametry systému jako je maximální pracovní tlak, maximální průtok oleje, minimální požadovaná čistota oleje, pracovní teploty a uspořádání pro teleskopický (jednočinný) válec. Rozvaděč musí být tedy třípolohový s pneumatickým ovládáním.

Volím rozvaděč HT-129220-SAE s těmito parametry podle obrázku 36:

$$p_{r_max} = 350 \text{ bar} \quad (5.13)$$

$$Q_{r_max} = 220 \frac{l}{min} \quad (5.14)$$

Kde p_{r_max} je maximální špičkový tlak a Q_{r_max} je maximální dovolený průtok.

Jedná se o třicestný, třípolohový ventil ovládaný pneumaticky, kde pracovní tlak pneumatického ovládaní je 6 až 12 bar. Díky konstrukci rozvaděče, je možno jej montovat přímo na válec sklápění, kde rozvaděč bude fungovat i jako pádový ventil. To znamená, že pokud dojde k prasknutí hadice, rozvaděč zabrání úniku oleje z hydraulického válce. Tím je zaručená vyšší bezpečnost při manipulaci s korbou.

Type		3/3 pneumatic operated tipping valve with proportional lowering
Max. peak pressure		350 bar
Pneumatic pilot pressure		6 - 12 bar
Max. pump flow		220 L/min
Max. pressure on T-connection		10 bar
Filtration (ISO 18/13)		≤ 25 μm
Viscosity range	min	12 mm ² /s (cSt)
	max	100 mm ² /s (cSt)
Temperature range	min	-40 °C
	max	80 °C
Mass		5,5 kg

Obrázek 35 Parametry rozvaděče HT-129220-SAE [21]

5.3 NÁVRH OLEJOVÉ NÁDRŽE S PŘÍSLUŠENSTVÍM

Dle maximálního objemu válce, určíme minimální objem nádrže.

$$V_{on_min} = V_{v_max} * k_o \quad (5.15)$$

Kde V_{on_min} je minimální objem olejové nádrže a k_o je koeficient bezpečnosti.

Z důvodu zaručení dostatečného množství oleje pro sklápění, a pokrytí oleje, který zůstává v hydraulických hadicích volím koeficient bezpečnosti takto:

$$k_o = 1,4 \quad (5.16)$$

$$V_{on_min} = 0,049 * 1,4 = 0,069 \text{ m}^3 = 68,6 \text{ l} \quad (5.17)$$

Volím nádrž CM 110L/90L-81L-72L-AL-MF KIT

Tato nádrž má tři polohy olejoznaku, to znamená, že je možné ji použít i pro systémy s větším pracovním množstvím v okruhu. V tomto případě bude dostatečný objem nádrže na třetím olejoznaku.

$$V_{on} = 72 \text{ l} \quad (5.18)$$

Kde V_{on} je pracovní objem nádrže.

Součástí olejové nádrže je vzduchový filtr a olejový zpětný filtr.

Specification	HC	
Nominal flow (clean element)	250	L/min
Peak flow	375	L/min
By-pass pressure (-/+10%)	2,5	bar
Collapse pressure element	8	bar
Filter element	10	µm
Temperature range min/max	-40 /+100	°C
Dirt holding capacity	37,4	gr
Filter area	2500	mm ²

Obrázek 36 Parametry zpětného olejového filtru [25]

5.4 NÁVRH TLAKOVÉHO POTRUBÍ

Jedná se o větev vedoucí od hydraulického čerpadla k válci sklápění.

Pro výpočet budeme uvažovat rychlost proudění v tlakové větvi takto:

$$v_{tl} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.19)$$

Pro výpočet prodění použijeme následující vztah

$$Q = v \cdot S \rightarrow Q_{max} = v_{tl} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tl}^2}{4} \quad (5.20)$$

$$d_{tl} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot v_{tl}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 251 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 5}} = 253 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 25,3 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Kde v_{tl} je rychlost proudění oleje v tlakové větvi, d_{tl} je vnitřní průměr tlakového vedení.

Volím hadice 1“HP16 s vnitřním průměrem $d_{tl} = 25,4 \text{ mm}$ pro pracovní tlaky do 250 bar.

5.5 NÁVRH ZPĚTNÉHO POTRUBÍ

Jedná se o větev vedoucí od válce sklápění k nádrži.

Pro výpočet budeme uvažovat rychlost proudění ve zpětné větvi takto:

$$v_{zp} = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.22)$$

Pro výpočet prodění použijeme následující vztah:

$$Q = v \cdot S \rightarrow Q_{max} = v_{zp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zp}^2}{4} \quad (5.23)$$

$$d_{zp} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot v_{zp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 251 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 6}} = 283 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 28,3 \text{ mm} \quad (5.24)$$

Kde v_{zp} je rychlost proudění oleje ve zpětné větvi, d_{zp} je vnitřní průměr zpětného vedení.

Po konzultaci s dodavatelem volím hadice 1“HP16 s vnitřním průměrem $d_{zp} = 25,4 \text{ mm}$ pro pracovní tlaky do 250 bar. Dle výpočtu by měla být hadice širší, nicméně výrobce dovoluje hadici tohoto průměru použít pro danou aplikaci.

5.6 NÁVRH SACÍHO POTRUBÍ

Jedná se o větev od nádrže k čerpadlu.

Pro výpočet budeme uvažovat rychlost proudění v sací větvi takto:

$$v_{sc} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.25)$$

Pro výpočet proudění použijeme následující vztah:

$$Q = v \cdot S \rightarrow Q_{max} = v_{sc} \cdot \frac{\pi \cdot d_{sc}^2}{4} \quad (5.26)$$

$$d_{sc} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot v_{sc}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 251 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 2}} = 0,040 \text{ m} = 40 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Kde v_{sc} je rychlost proudění oleje v sací větvi, d_{sc} je vnitřní průměr sacího vedení.

Volím hadice 1 3/4" LP 28 s vnitřním průměrem $d_{sc} = 44,5 \text{ mm}$ pro pracovní tlaky do 7 barů.

5.7 NÁVRH POUŽITÉHO TYPU OLEJE

Vzhledem k rozsahu pracovních teplot, volím olej Paramo HV32 s těmito parametry:

$$\rho_o = 865 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$v_o = 33,12 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} = 33,12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde ρ_o je hustota oleje a v_o je kinematická viskozita.

Parametr	Jednotka	HV 32	HV 46	HV 68	Norma
Hustota při 15 °C	kg/m ³	865	866	867	ČSN EN ISO 12185
Kinematická viskozita při 40 °C	mm ² /s	33,12	45,92	63,43	ČSN EN ISO 3104
Bod vzplanutí OK	°C	182	220	228	ČSN EN ISO 2592
Bod tekutosti	°C	-39	-36	-33	ČSN ISO 3016
Viskozitní index	-	168	159	160	ČSN ISO 2909

Obrázek 37 Technické parametry oleje HV 32 [29]

6 TLAKOVÉ ZTRÁTY V OKRUHU

Tlakové ztráty je třeba co nejvíce minimalizovat, aby nedocházelo k nadměrnému zahřívání oleje. V případě sklápěčů nejsou zanedbatelné, ale díky krátkému pracovnímu cyklu, většinou není třeba doplňovat do okruhu chladič oleje.

6.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY V SACÍ VĚTVI

Pro výpočet budeme uvažovat pouze tlakové ztráty po délce potrubí, kde je nejprve třeba definovat délku potrubí.

$$l_{sc} = 1,8 \text{ m} \quad (6.1)$$

$$v_{sc} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * d_{sc}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-6}}{\frac{\pi * (445 * 10^{-4})^2}{4}} = 1,61 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (6.2)$$

$$Re_{sc} = \frac{v_{sc} * d_{sc}}{v_o} = \frac{1,61 * 445 * 10^{-4}}{33,12 * 10^{-6}} = 2176,6 < 2320 - \text{laminární} \quad (6.3)$$

$$\lambda_{sc} = \frac{64}{Re_{sc}} = \frac{64}{2176,6} = 0,029 \quad (6.4)$$

$$p_{z_{sc}} = \lambda_{sc} * \frac{l_{sc}}{d_{sc}} * \frac{v_{sc}^2}{2} * \rho_o \quad (6.5)$$

$$p_{z_{sc}} = 0,029 * \frac{1,8}{445 * 10^{-4}} * \frac{1,62^2}{2} * 865 = 1331,45 \text{ Pa} = 0,013 \text{ bar}$$

Kde l_{sc} je délka sacího potrubí, Re_{sc} je Reynoldsovo číslo sacího potrubí, λ_{sc} je součinitel tření po délce sacího potrubí a $p_{z_{sc}}$ je ztrátový tlak v sacím potrubí. [1]

6.2 TLAKOVÉ ZTRÁTY V TLAKOVÉ VĚTVI

Pro výpočet budeme uvažovat pouze tlakové ztráty po délce potrubí, kde je nejprve třeba definovat délku potrubí.

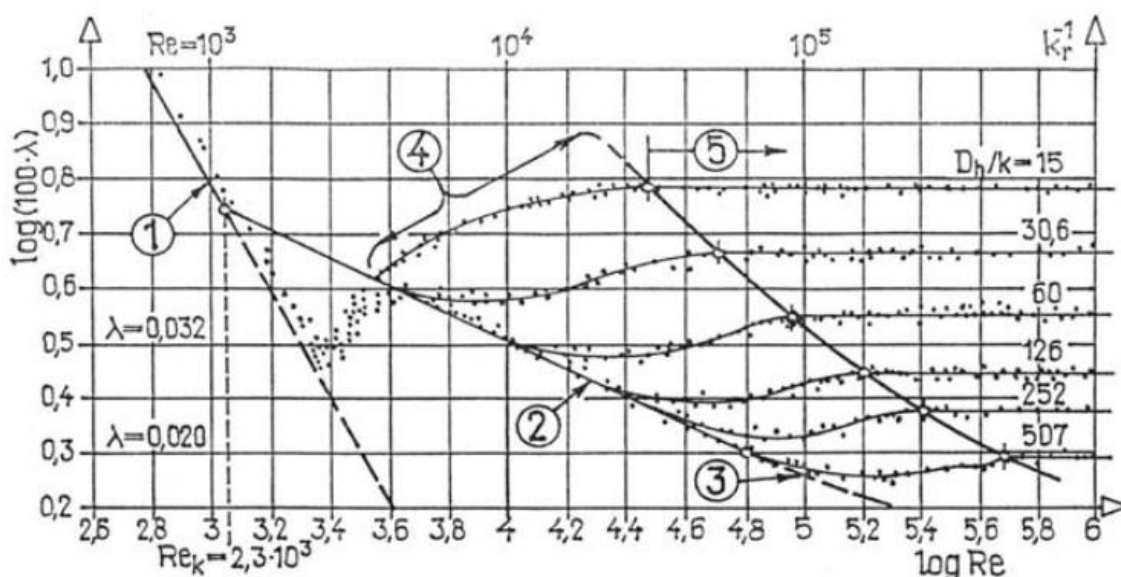
$$l_{tl} = 1,5 \text{ m} \quad (6.6)$$

$$v_{tl} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * d_{tl}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-5}}{\frac{\pi * (254 * 10^{-4})^2}{4}} = 4,95 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (6.7)$$

$$Re_{tl} = \frac{v_{tl} * d_{tl}}{v_o} = \frac{4,95 * 254 * 10^{-4}}{33,12 * 10^{-6}} = 3803 > 2320 - \text{turbulentní} \quad (6.8)$$

Kde l_{tl} je délka tlakového potrubí, Re_{tl} je Reynoldsovo číslo tlakového potrubí.

Jedná se o turbulentní proudění a pro výpočet ztrátového součinitele, je třeba nejprve určit režim turbulentního proudění. Z Nikuradseho diagramu vyplývá, že se jedná o režim tzv. hladkého hydraulického potrubí jelikož logaritmus vypočteného čísla Re , leží v oblasti protínající křivku 2.



Obrázek 38 Nikuradseho diagram [1]

Proto je pro výpočet součinitele ztrát použit vztah dle Konakova: [1]

$$\lambda_{tl} = \frac{1}{(1,8 * \log(Re_{tl}) - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 * \log(3803) - 1,5)^2} = 0,041 \quad (6.9)$$

$$p_{ztl} = \lambda_{tl} * \frac{l_{tl}}{d_{tl}} * \frac{v_{tl}^2}{2} * \rho_o \quad (6.10)$$

$$p_{ztl} = 0,041 * \frac{1,5}{254 * 10^{-4}} * \frac{4,96^2}{2} * 865 = 25762,7 \text{ Pa} = 0,258 \text{ bar}$$

Kde λ_{tl} je součinitel tření po délce tlakového potrubí a p_{ztl} je ztrátový tlak v tlakovém potrubí.

Tlaková ztráta bude uvažována jen v případě procesu sklápění. Pokud bude olej proudit pouze přes rozvaděč do nádrže, je tlaková ztráta nulová.

6.3 TLAKOVÉ ZTRÁTY VE ZPĚTNÉ VĚTVI

Pro výpočet budeme uvažovat pouze tlakové ztráty po délce potrubí, kde je nejprve třeba definovat délku potrubí.

$$l_{zp} = 2 \text{ m} \quad (6.11)$$

$$v_{zp} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * d_{zp}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-5}}{\frac{\pi * (254 * 10^{-4})^2}{4}} = 4,95 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (6.12)$$

$$Re_{zp} = \frac{v_{zp} * d_{zp}}{v_o} = \frac{4,95 * 254 * 10^{-4}}{33,12 * 10^{-6}} = 3803 > 2320 - \text{turbulentní} \quad (6.13)$$

Kde l_{zp} je délka zpětného potrubí, Re_{zp} je Reynoldsovo číslo zpětného potrubí.

Jedná se opět o turbulentní proudění, kde jsou potřebné parametry pro výpočet součinitele ztrát stejné jako u tlakové větve, proto výpočet součinitele bude totožný a nebude detailně popsán.

$$\lambda_{zp} = \frac{1}{(1,8 * \log(Re_{zp}) - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 * \log(3803) - 1,5)^2} = 0,041 \quad (6.14)$$

$$p_{z_{zp}} = \lambda_{zp} * \frac{l_{zp}}{d_{zp}} * \frac{v_{zp}^2}{2} * \rho_o \quad (6.15)$$

$$p_{z_{zp}} = 0,041 * \frac{2}{254 * 10^{-4}} * \frac{4,96^2}{2} * 865 = 34350,2 \text{ Pa} = 0,344 \text{ bar}$$

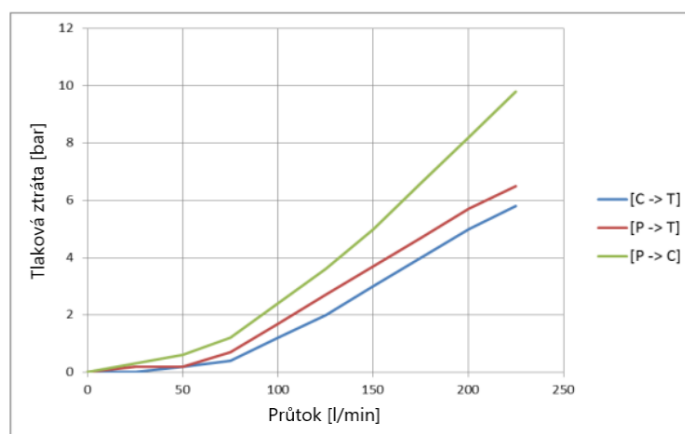
Kde λ_{zp} je součinitel tření po délce zpětného potrubí a $p_{z_{zp}}$ je ztrátový tlak ve zpětném potrubí.

Tlaková ztráta bude uvažována jen pokud bude olej proudit přes rozvaděč rovnou do nádrže.

6.4 TLAKOVÉ ZTRÁTY V ROZVADĚČI

Tlaková ztráta v závislosti na průtoku oleje rozvaděčem je naměřena výrobcem a vyobrazena na obrázku 40.

Charakteristika $\Delta p - Q$



Obrázek 39 Tlaková ztráta rozvaděče HT-129220-SAE [21]

Kde C značí výstup k hydraulickému válci, T výstup k hydraulické nádrži a P vstup od čerpadla.

Pro proces sklápění, kdy olej proudí z čerpadla přes rozvaděč do válce je tlaková ztráta na rozvaděči přibližně následující:

$$p_{z_rozv_v}(Q = 150,8 \text{ l}) = 5 \text{ bar} \quad (6.16)$$

Pro neutrální proces, kdy olej proudí z čerpadla přes rozvaděč do olejové nádrže je tlaková ztráta na rozvaděči přibližně následující:

$$p_{z_rozv_on}(Q = 150,8 \text{ l}) = 3,8 \text{ bar} \quad (6.17)$$

Pro proces spouštění korby, kdy olej proudí z válce přes rozvaděč do olejové nádrže je tlaková ztráta na rozvaděči přibližně následující:

$$p_{z_v_rozv_on}(Q = 150,8 \text{ l}) = 3 \text{ bar} \quad (6.18)$$

6.5 TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI PROCESU SKLÁPĚNÍ KORBY

Tyto ztráty mají vliv na tlak potřebný ke zvednutí korby. Pro přeměnu tepla jsou tyto ztráty v systému nízké a nemají tedy významný vliv na zahřívání oleje při sklápění.

$$p_{zc_skl} = p_{z_rozv_v} + p_{z_tl} + p_{z_sc} = 5 + 0,258 + 0,013 = 5,27 \text{ bar} \quad (6.19)$$

Kde p_{zc_skl} je celková tlaková ztráta v systému, při sklápění korby.

6.6 TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI PROCESU SPOUŠTĚNÍ KORBY

Jedná se o ztráty vznikající při spouštění korby, kde je proces spouštění velmi krátký, a proto také výrazně nenavysoují hodnotu teploty oleje.

$$p_{zc_spk} = p_{z_v_rozv_on} + p_{z_zp} = 3 + 0,344 = 3,344 \text{ bar} \quad (6.20)$$

Kde p_{zc_spk} je celková tlaková ztráta v systému při spouštění korby.

7 ANALÝZA ZAHŘÍVÁNÍ OLEJE

Při sklápění korby, běžně nedochází k nadměrnému zahřívání oleje, a proto toto tvrzení ověříme zjednodušeným výpočtem.

V tomto případě vyjdeme z následujících rovnic:

$$P_{zt_skl} = Q_{max} * p_{zc_skl} = 2,51 * 10^{-3} * 534\,000 = 33\,769,1\,W = 33,8\,kW \quad (7.1)$$

Kde P_{zt_skl} ztrátový výkon procesu sklápění korby

Pokud zanedbáme ochlazování oleje vlivem okolní teploty, můžeme použít následující vztahy [30]:

$$m_o = \rho_o * V_{on} = 865 * 0,072 = 62,28\,kg \quad (7.2)$$

$$c_o = 1800\,J * Kg^{-1} * K^{-1} \quad (7.3)$$

$$T_0 = 30^\circ = 303,15\,K \quad (7.4)$$

Kde m_o je hmotnost oleje v okruhu, c_o je měrná tepelná kapacita oleje a je T_0 okolní teplota prostředí.

Pro výpočet zahřívání oleje je třeba vypočítat teoretickou dobu procesu sklápění korby. K tomu je třeba vyjádřit rychlosti výsuvu válce v jednotlivých sekcích.

$$Q = v * S \rightarrow v_{v1} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * D_{v1}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-5}}{\frac{\pi * 0,137^2}{4}} = 0,1696\,m * s^{-1} \quad (7.5)$$

$$v_{v2} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * D_{v2}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-5}}{\frac{\pi * 0,118^2}{4}} = 0,2295\,m * s^{-1} \quad (7.6)$$

$$v_{v3} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * D_{v3}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-5}}{\frac{\pi * 0,099^2}{4}} = 0,3260\,m * s^{-1} \quad (7.7)$$

$$v_{v4} = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi * D_{v4}^2}{4}} = \frac{251 * 10^{-5}}{\frac{\pi * 0,080^2}{4}} = 0,4993\,m * s^{-1} \quad (7.8)$$

Kde v_{v1} až v_{v4} jsou rychlosti výsuvů jednotlivých sekcí teleskopického válce.

Dle vypočtených hodnot určíme čas sklápění všech sekcí teleskopického válce pro maximální úhel sklopení γ_{max} ,

$$t_{skl_c} = \frac{(h_{v1} - p_n)}{v_{v1}} + \frac{h_{v2}}{v_{v2}} + \frac{h_{v3}}{v_{v3}} + \frac{(h(\gamma_{max}) - ((h_{v1} - p_n) + h_{v2} + h_{v3}))}{v_{v4}} \quad (7.9)$$

$$t_{skl_c} = \frac{(1,150 - 0,020)}{0,1696} + \frac{1,170}{0,2295} + \frac{1,170}{0,3260} + \frac{(4,335 - (1,150 - 0,020) - 1,170 - 1,170)}{0,4993} = 17,08 \text{ s} \quad (7.10)$$

$$P_{zt_skl} * t_{skl_c} = m_o * c_o * (T - T_0) \rightarrow T = T_0 + \frac{P_{zt_skl} * t_{skl_c}}{m_o * c_o} \quad (7.11)$$

$$T_{1skl} = 303,15 + \frac{33\,769,1 * 17,08}{62,28 * 1\,800} = 308,3 \text{ K} \quad (7.12)$$

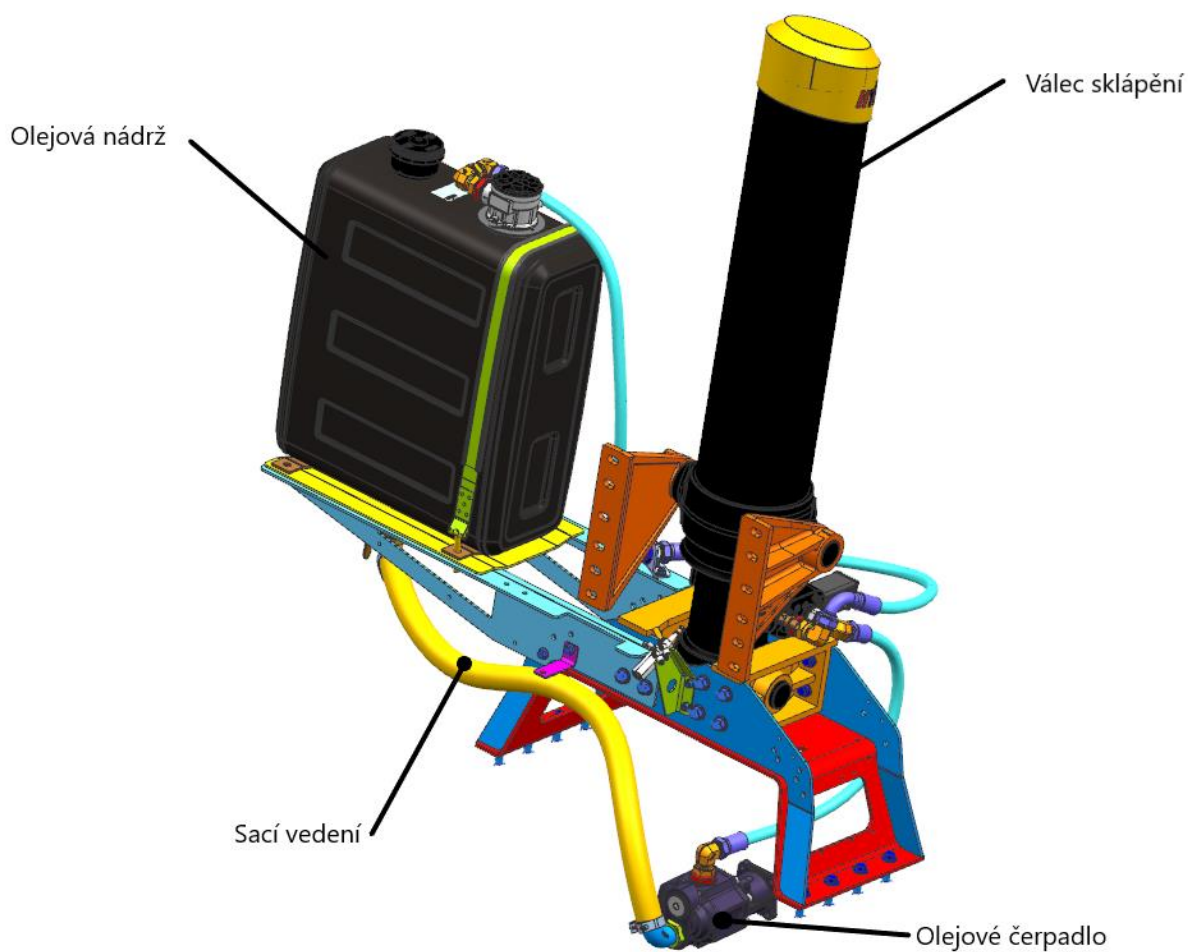
Kde t_{skl_c} je celkový teoretický čas sklopení korby na maximální hodnotu a T_{skl1} je výsledná teplota po prvním pracovním cyklu sklopení korby.

8 VÝROBNÍ DOKUMENTACE

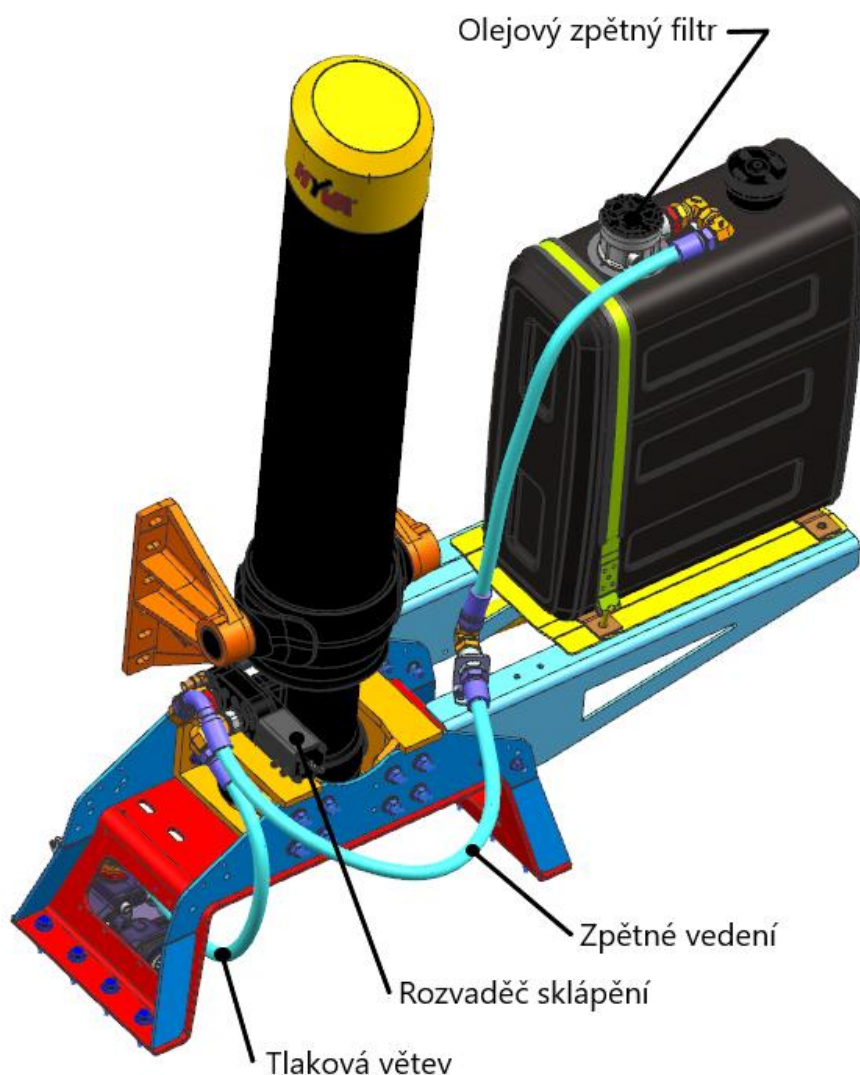
Na základě vypočtených hodnot je možno konstatovat, že všechny komponenty splňují dané požadavky a hydraulický okruh je plně funkční.

V této části bude vytvořena výkresová dokumentace, hydraulicko-pneumatické schéma a 3D model kompletní montáže hydrauliky korby.

Finální uspořádání jednotlivých prvků je vidět na obrázku 41 a 42.



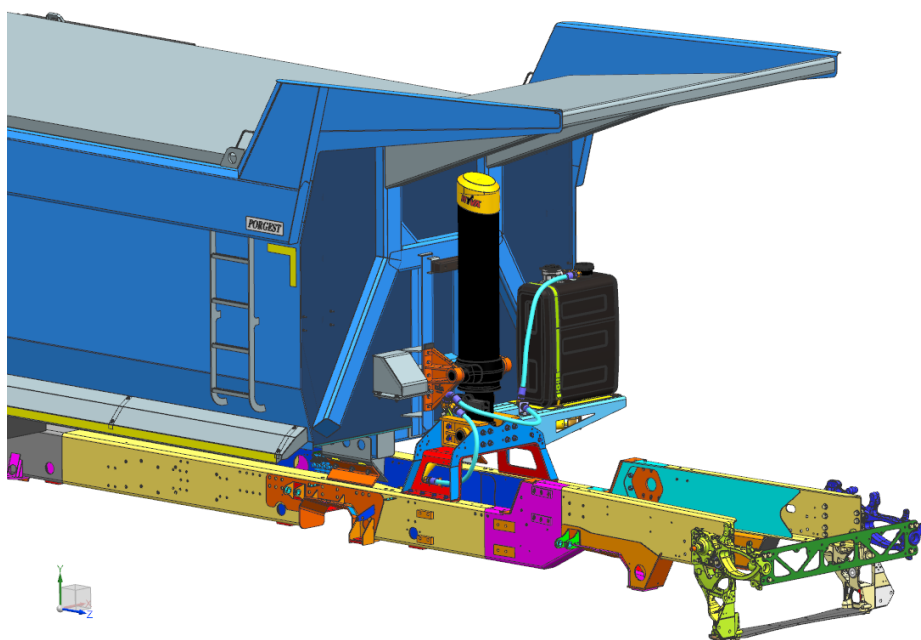
Obrázek 40 Finální uspořádání jednotlivých komponent



Obrázek 41 Finální uspořádání jednotlivých komponent

Finální uspořádání komponentů na vozidle je závislé na zástavbovém prostoru vozidla. Proto byly prvky hydrauliky umístěny mezi korbu a kabinu vozidla viz obrázek 42.

Kromě modelové dokumentace, byla vytvořena výkresová dokumentace viz Příloha I. Dále na základě vytipovaných hydraulických a pneumatických prvků bylo vytvořeno hydraulicko-pneumatické schéma viz Příloha II.



Obrázek 42 Uspořádání na vozidle

ZÁVĚR

Cílem této práce, bylo navrhnout kompletní hydrauliku sklápění korby těžkého nákladního vozidla Tatra T158-Phoenix 8x8. Díky jednoduchému pohybu korby při sklápění, bylo možno využít pro odvození kinematiky pohybu základní matematické vztahy a tím jednoznačně určit polohu všech důležitých bodů korby a válce sklápění. Na základě tohoto odvození, bylo teprve možné určovat síly působící na válec sklápění, otočný bod korby a uložení válce sklápění.

Při návrhu válce, se vycházelo z nejpodobnější aplikace. Díky výpočtům potřebného průměru válce bylo zjištěno, že pro danou aplikaci je možno použít válec nižšího průměru a tím pravděpodobně snížit cenu a hmotnost o 24 kilogramů

Pro ostatní navržené komponenty platí, že musí splňovat všechny zadané parametry jako je maximální průtok oleje, maximální tlak v systému, požadavek na čistotu oleje, pracovní teplotu a další. Dle katalogových listů tyto podmínky všechny komponenty splňují a je možné je pro danou aplikaci použít.

Navržený systém je podle všech výpočtů a předpokladů plně funkční, a proto byla vytvořena i výrobní dokumentace.

Tato práce slouží jako podklad k navržení kompletní hydrauliky sklápění jednostranného sklápěče bez hydraulického ovládání zadního čela. Díky kompletním výpočtům a odvození s jasně definovanými předpoklady je možné práci využít i pro návrh jiných hydraulických zařízení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [2] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. Praha: České vysoké učení technické, 1980. Učební texty vysokých škol.
- [3] Originální návody Porgest a.s. N16-053-0. *Nástavby a korby na nákladní auto* [online]. Dostupné z: <https://www.porgest.cz/originalni-navody>
- [4] Originální návody Porgest a.s. N14-679-0. *Nástavby a korby na nákladní auto* [online]. Dostupné z: <https://www.porgest.cz/originalni-navody>
- [5] Originální návody Porgest a.s. N15-014-0. *Nástavby a korby na nákladní auto* [online]. Dostupné z: <https://www.porgest.cz/originalni-navody>
- [6] Originální návody Porgest a.s. N14-714-0. *Nástavby a korby na nákladní auto* [online]. Dostupné z: <https://www.porgest.cz/originalni-navody>
- [7] Sklápěcí systémy | Hyva – Hýbeme vaším světem. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.hyva.com/cs-cz/reseni/sklapecni-systemy/>
- [8] Zadní sklápěče MEILLER: Doma na staveništi. [online]. [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.meiller.com/cz/vyroby/zadni-sklapec/>
- [9] VSmont [online]. Copyright © [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://vsmont.sk/wp-content/uploads/2021/03/Manual-S1-CZ.pdf>
- [10] Originální návody Porgest a.s. N14-733-0. *Nástavby a korby na nákladní auto* [online]. Dostupné z: <https://www.porgest.cz/originalni-navody>
- [11] Originální návody Porgest a.s. N19-248-0. *Nástavby a korby na nákladní auto* [online]. Dostupné z: <https://www.porgest.cz/originalni-navody>
- [12] Panav | jedni z největších výrobců přívěsů a návěsů Jeden z největších výrobců návěsů a přívěsů. *Panav | jedni z největších výrobců přívěsů a návěsů Jeden z největších výrobců návěsů a přívěsů* [online]. [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.panav.cz/>
- [13] Vozidla | Schwarzmüller. [online]. Copyright © [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.schwarzmuller.com/cs/vozidla>
- [14] Sklápěcí systémy | Hyva – Hýbeme vaším světem. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/czhydraulic-tipping-solutions-catalogue_lr.pdf

- [15] Direct vs. Remote Mounting a Hydraulic Pump to a Power Take-off. *Muncie Power Products - Power Take-offs, Hydraulics, and Snow & Ice Products* [online]. [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: https://www.munciepower.com/company/blog_detail/direct_vs_remote_mounting_a_hydraulic_pump_to_a_power_take_off
- [16] PELCÁK, Jan. *Čerpadla pístová, odstředivá, různá: pro studium i praxi*. V Praze: Jos. Hokr, 1944. Hokrovy příručky technické a dílenské.
- [17] EN | OMFB Hydraulic Components [online]. [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.omfb.com/en/catalogue/gear-pumps/npg-series/npg-series-iso>
- [18] VAŘURA, Jaroslav. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [19] HYDROCOM, spol. s.r.o. - hydraulika, hydraulické systémy [online]. [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.hydraulickacerpadlabrno.cz/>
- [20] Media Directory Search | Bosch Rexroth AG. *301 Moved Permanently* [online]. Copyright © Bosch Rexroth AG 2014 [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/en/xr/myrexroth/media-directory/-/document-library/view_document/29198955?_20_redirect=https%3A%2F%2Fwww.boschrexroth.com%2Fen%2Fweb%2Fxc%2Fmyrexroth%2Fmedia-directory%3Fp_p_id%3D3%26p_p_lifecycle%3D0%26p_p_state%3Dnormal%26p_p_mode%3Dview%26p_p_col_id%3Dcolumn-1%26p_p_col_pos%3D1%26p_p_col_count%3D3%26_3_vocabId_4354720%3D4354797%26_3_keywords%3D%252291520-01-B%2522%26_3_groupId%3D0%26_3_vocabId_24220836%3D24220838%26_3_struts_action%3D%252Fsearch%252Fsearch&inheritRedirect=true
- [21] Sklápěcí ventily | Hyva – Hýbeme vaším svět. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 18.05.2021]. Dostupné z: <https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/components/ht-1220-sae-valves.pdf>
- [22] Sklápěcí ventily | Hyva – Hýbeme vaším svět. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: <https://www.hyva.com/globalassets/assets/14705501.pdf>
- [23] Olejové nádrže | Hyva – Hýbeme vaším svět. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/components/pdcl-0003-e-oil-tanks_lr.pdf
- [24] *Truck Components : Hydraulika, HYVA, spojovací zařízení, čerpadla, kompresory* [online]. Copyright ©G [cit. 20.05.2021]. Dostupné z: <https://www.truck-components.cz/uploads/files/2073/021418000.pdf>
- [25] *Truck Components : Hydraulika, HYVA, spojovací zařízení, čerpadla, kompresory* [online]. Copyright ©G [cit. 20.05.2021]. Dostupné z: <https://www.truck-components.cz/uploads/files/2096/RFILTE01.pdf>

- [26] FC | Hyva – Hýbeme vašim svět. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: <https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/fc-cylinders/70525388.pdf>
- [27] FC | Hyva – Hýbeme vašim svět. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: <https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/fc-cylinders/70125296.pdf>
- [28] Čerpadla | Hyva – Hýbeme vašim svět. *Object moved* [online]. Copyright © 2021 Hyva [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/145gpbrate01_ad.pdf
- [29] Paramo. *Document Moved* [online]. [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: - https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_paramo_hv_z3.pdf
- [30] *Katedra fyziky* [online]. Copyright © [cit. 21.05.2021]. Dostupné z: <https://kfy.zcu.cz/export/sites/kfy/dokumenty/FP1/tabulky.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

h_c	[m]	Celková délka výsuvu válce
h_{vi}	[m]	Délky výsuvů jednotlivých sekcí teleskopického válce
T_{k_z}	[m]	Poloha těžiště korby ve směru z
D_{min}	[m]	Minimální požadovaný průměr posledního válce
D_{vi}	[m]	Vnitřní průměry válců jednotlivých sekcí výsuvu teleskopického válce
F_G	[N]	Tíhová síla korby s nákladem
F_{N_y}	[N]	Reakční síla uložení válce sklápění ve směru y
F_{N_z}	[N]	Reakční síla uložení válce sklápění ve směru z
F_{O_y}	[N]	Reakční síla uložení korby ve směru y
F_{O_z}	[N]	Reakční síla uložení korby ve směru z
F_Z	[N]	Síla působící v ose válce
F_{Z_y}	[N]	Působící na válec ve směru y
F_{Z_z}	[N]	Působící na válec ve směru z
K_c	[m]	Celková vzdálenost úchytných čepů válce
$M_{\check{c}_{max}}$	[Nm]	Maximální požadovaný odebíraný moment čerpadla
$M_{PTO_{max}}$	[Nm]	Maximální přenášený moment pomocného pohonu
N_y	[m]	Poloha bodu uložení čepů válce sklápění na rámu ve směru y
N_z	[m]	Poloha bodu uložení čepů válce sklápění na rámu ve směru z
$Q_{\check{c}_{def}}$	[l·m ⁻¹]	Definovaný průtok čerpadla výrobcem při daných otáčkách
Q_{max}	[m ³ ·s ⁻¹]	Maximální dovolený průtok oleje
$Q_{r_{max}}$	[l·m ⁻¹]	Maximální dovolený průtok rozvaděče
Re_{sc}	[-]	Reynoldsovo číslo sacího potrubí
Re_{tl}	[-]	Reynoldsovo číslo tlakového potrubí
T_{c_y}	[m]	Poloha celkového těžiště korby s nákladem ve směru y
T_{c_z}	[m]	Poloha celkového těžiště korby s nákladem ve směru z
T_{k_y}	[m]	Poloha těžiště korby ve směru y
T_{n_y}	[m]	Poloha těžiště nákladu ve směru y
T_{n_z}	[m]	Poloha těžiště nákladu ve směru z
$T_{o_{max}}$	[K]	Maximální teplota okolí

T_{o_min}	[K]	Minimální teplota okolí
V_n	[m ³]	Geometrický objem čerpadla na jednu otáčku
V_{on}	[l]	Pracovní objem nádrže
V_{on_min}	[l]	Minimální objem olejové nádrže
V_{v_max}	[m ³]	Maximální objem válce
Z_y	[m]	Poloha bodu spojení válce sklápění s korbou ve směru y
Z_z	[m]	Poloha bodu spojení válce sklápění s korbou ve směru z
d_{sc}	[m]	Vnitřní průměr sacího vedení
d_{tl}	[m]	Vnitřní průměr tlakového vedení
d_{zp}	[m]	Vnitřní průměr zpětného vedení
k_o	[-]	Koeficient bezpečnosti
k_v	[-]	Součinitel bezpečnosti sklápění korby
l_{sc}	[m]	Délka sacího potrubí
l_{tl}	[m]	Délka tlakového potrubí
l_{zp}	[m]	Délka zpětného potrubí
m_k	[kg]	Hmotnost korby
m_n	[kg]	Hmotnost nákladu
m_{n_max}	[kg]	Maximální dovolená hmotnost nákladu
$n_{\check{c}_max}$	[s ⁻¹]	Maximální dovolené otáčky čerpadla
$n_{\check{c}_prac}$	[min ⁻¹]	Maximální Provozní otáčky čerpadla
$p_{\check{c}_max}$	[Pa]	Maximální tlak krátkodobého chodu čerpadla
p_{hv}	[Pa]	Tlak ve válci sklápění
p_{max_n}	[Pa]	Navržený maximální tlak okruhu
p_{lt}	[m]	Hodnota stanoveného rozdílu vysunutí válce oproti katalogové hodnotě
p_{prac}	[Pa]	Pracovní tlak systému
p_{r_max}	[bar]	Maximální dovolený tlak v rozvaděči
p_{z_tl}	[Pa]	Ztrátový tlak v tlakovém potrubí
p_{z_zp}	[Pa]	Ztrátový tlak v sacím potrubí
p_{z_zp}	[Pa]	Ztrátový tlak ve zpětném potrubí
p_{zc_skl}	[bar]	Celková tlaková ztráta v systému při zvedání korby

p_{zc_spk}	[bar]	Celková tlaková ztráta v systému při spouštění korby
q_y	[m]	Složka úsečky q ve směru y
q_z	[m]	Složka úsečky q ve směru z
r_y	[m]	Složka úsečky r ve směru y
r_z	[m]	Složka úsečky r ve směru z
v_{sc}	[m·s ⁻¹]	Stanovená rychlost proudění oleje v sací větvi
v_{tl}	[m·s ⁻¹]	Stanovená rychlost proudění kapaliny v tlakové větvi
v_{vmax}	[m·s ⁻¹]	Maximální dovolená rychlost výsuvu válce
v_{zp}	[m·s ⁻¹]	Stanovená rychlost proudění kapaliny ve zpětné větvi
α_0	[°]	Pomocný úhel úsečky r
γ_0	[°]	Pomocný úhel úsečky q
γ_{max}	[°]	Maximální dovolený úhel sklopení korby
γ_{min}	[°]	Minimální požadovaný úhel sklopení korby
δ_0	[°]	Pomocný úhel úsečky l
$\eta_{\check{c}c}$	[-]	Celková účinnost čerpadla
λ_{sc}	[-]	Součinitel tření po délce sacího potrubí
λ_{tl}	[-]	Součinitel tření po délce tlakového potrubí
λ_{zp}	[-]	Součinitel tření po délce zpětného potrubí
ρ_n	[kg·m ⁻³]	Hustota nákladu
ρ_o	[kg·m ⁻³]	Hustota oleje
ν_o	[m ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita oleje
h	[m]	Výsuv válce
PTO	[Nm]	Power take-off - pomocný pohon
REPTO	[Nm]	Rear engine power take-off - pomocný pohon motoru
K	[m]	Vzdálenost úchytných čepů válce
l	[m]	Spojnice otočného bodu korby a otočného bodu válce na rámu
q	[m]	Spojnice otočného bodu korby a bodu spojení korby s válcem
r	[m]	Spojnice otočného bodu korby s těžištěm korby
s	[m]	Celková délka vzdálenosti otočných bodů válce sklápění
zp	[-]	Reynoldsovo číslo zpětného potrubí

β	[°]	Úhel sklopení válce
P_{zt_skl}	[W]	Ztrátový výkon procesu sklápění korby
m_o	[kg]	Hmotnost oleje v okruhu
c_o	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita oleje
T_0	[K]	Okolní teplota prostředí
v_{vi}	[m·s ⁻¹]	Rychlosti výsuvu válce jednotlivých sekcí válce
t_{skl_c}	[s]	Celkový teoretický čas sklopení korby na maximální hodnotu
T_{1skl}	[K]	výsledná teplota po prvním pracovním cyklu sklopení korby

.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – Montážní výkres

Příloha II – Hydraulicko-pneumatické schéma